



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE
INGENIERÍA MECÁNICA**

**"ELABORACIÓN E IMPLEMENTACION DE UN
SOFTWARE PARA EL DISEÑO DE TURBINA AXIAL
TIPO BULBO DE HASTA 10MW"**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:
Jimmy Livino López Galarza

RIOBAMBA – ECUADOR

2010

Espoch
Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESTS
CONSEJO DIRECTIVO
Enero 27 del 2010

Fecha

Yo recomiendo que la Tesis preparada por;

JIMMY LIVINO LÓPEZ GALARZA

Titulada:

"Elaboración e implementación de un software para el diseño de turbina axial tipo bulbo
de hasta 1 OMw"

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

f) Decano de la Facultad de Mecánica

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

f) Director de tesis

f) Asesor de tesis

TABLA DE CONTENIDOS

| CAPÍTULO 1 | PÁGINA |
|-------------------------------|---------------|
| GENERALIDADES | 1 |
| 1.1 Antecedentes | 1 |
| 1.2 Justificación | 2 |
| 1.3 Objetivos | 3 |
| 1.4 Características generales | 4 |

| | |
|--|----|
| 2. PARÁMETROS FUNDAMENTALES | 7 |
| 2.1 Altura neta o salto disponible | 7 |
| 2.2 Caudal de agua necesario | 7 |
| 2.3 Número específico de revoluciones | 8 |
| 2.4 Número de revoluciones | 10 |
| 2.5 Potencias | 10 |
| 2.5.1 Potencias en los bornes del generador | 10 |
| 2.5.2 Potencias transmitida al generador | 11 |
| 2.5.3 Potencia al freno transmitida | 11 |
| 2.5.4 Potencia hidráulica transmitida | 12 |
| 2.5.5 Potencia absorbida | 12 |
| 3. TEORÍA Y DISEÑO HIDRÁULICO | 13 |
| 3.1 Elementos constitutivos | 13 |
| 3.1.1 Tubería de admisión | 13 |
| 3.1.2 Bulbo | 14 |
| 3.1.3 Carcaza | 14 |
| 3.1.4 Distribuidor de los alabes móviles | 14 |
| 3.1.5 Rodete motriz o rotor con los alabes regulares | 14 |
| 3.1.6 Tubo difusor o de desfogue | 15 |
| 3.2. Ecuación general de Euler | 16 |
| 3.2.1 Ecuación de Euler para turbinas de flujo axial | 16 |
| 3.3 Diagrama de velocidades | 16 |
| 3.3.1 Dimensiones básicas del rodete | 22 |
| 3.3.2 Perfiles de los alabes del rotor | 22 |
| 3.4 Teoría palar | 26 |
| 3.4.1 Perfiles aerodinámico NACA | 30 |
| 3.4.2 Propiedades de los perfiles NACA | 35 |
| 3.4.3 Posicionamiento de los alabes en el cubo | 37 |
| 3.5 Perfiles de los alabes del distribuidor | 42 |
| 3.6 Cálculo de potencia y torque máximo | 46 |
| 3.7 Tubo difusor o de desfogue | 47 |
| 3.8 Cavitación en turbina | 48 |
| 4 DISEÑO MECÁNICO | |
| 4.1 Alabe del rotor | 51 |
| 4.1.1 Volumen y centro de gravedad de cada alabe | 51 |
| 4.1.2 Centro de presión | 51 |
| 4.1.3 Carga sobre los alabes del rotor | 52 |
| 4.1.4 Sección crítica del álabe-propiedades | 52 |
| 4.1.5 Determinación de los esfuerzos | 55 |
| 4.2 Eje de la turbina | 57 |
| 4.2.1 Geometría y peso del cubo del rotor | 57 |
| 5 ELABORACIÓN DE SOFTWARE | |
| 5.1 Introducción | 66 |
| 5.2 Presentación del sistema | 66 |
| 5.2.1 Análisis del problema | 66 |
| 5.2.2 Descripción | 67 |
| 5.3 Modelo de programación | 70 |
| 5.3.1 Programación orientada a eventos | 70 |
| 5.3.3 Arquitectura del sistema | 71 |

| | |
|--------------------------------------|-----|
| 5.4 Introducción a SQE | 72 |
| 5.4.1 Base de datos de SQE | 74 |
| 5.4.2 Objetivos de una base de datos | 74 |
| 5.4.3 Introducción | 75 |
| 5.5 NET Framework | 77 |
| 5.5.1 Introducción | 77 |
| 5.6 Visual studioNet | 79 |
| 5.6.1 Introducción | 80 |
| 5.6.2 Definiciones | 80 |
| 5.7 Tutorial de manejo | 100 |
| 5.8 Validación del programa | 113 |
| 6 COSTOS | |
| 6.1 Introducción | 149 |
| 7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | |
| 7.1 Introducción | 154 |
| 7.2 Conclusiones | 154 |
| 7.3 Recomendaciones | 154 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS | |
| BIBLIOGRAFÍA | |
| LINKOGRAFÍA | |
| ANEXOS | |

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1. ANTECEDENTES

Las turbinas hidráulicas tipo axial nacen con la turbina de hélice que fue desarrollada en los primeros 25 años de este siglo y se caracteriza por tener los álabes del rodete y los álabes del distribuidor regulables. Su aplicación se justifica en instalaciones en las que no sea muy sensible la variación de potencia.

En 1980 en Ing. Víctor Kaplan concibió la idea de corregir el paso de los álabes del rotor, al igual que el distribuidor, con las variaciones de potencia. En base a esto se desarrolla la turbina Kaplan que se caracteriza, a diferencia de la hélice, por mantener un excelente rendimiento a cargas parciales.

Debido a los proyectistas habían menospreciado los micro saltos que van de 2 a 25 metros, por resultar costosos estos aprovechamientos con turbinas convencionales, en 1936 Escher Wyss y Arno Fischer presentaron la primera turbina bulbo. De igual manera fueron desarrollados los otros tipos de turbinas de flujo axial, como las tubulares y las de pozo, con las cuales se aprovecha las pequeñas caídas reduciendo los trabajos de excavación y por lo tanto el costo de la obra civil. En la actualidad se ha difundido ampliamente por su aplicabilidad.

En cuanto al método de diseño se debe indicar que si bien es cierto existe un trabajo de tesis de diseño y construcción de una turbina axial tipo bulbo, nuestra posición es la de elaborar e implementar un software con el fin de que puedan disminuir los costos de investigación para futuras instalaciones.

1.2. JUSTIFICACIÓN.

Debido a los considerables cambios y avances tecnológicos, ahí la necesidad de implementar un software de aplicación para el diseño de turbinas axial tipo bulbo para diferentes potencias (variables Q y H_n), y al mismo tiempo sea capaz de entregar especificaciones técnicas de los elementos principales y constitutivos de esta clase de turbina.

En nuestra facultad no se ha elaborado un método de diseño mediante un paquete computacional acorde a la realidad existente en el medio tecnológico en que vivimos, es totalmente indispensable e importante inmiscuirnos en este momento para optimizar tiempo y dinero. En este proyecto se tendrá la oportunidad primeramente de aplicar los conocimientos técnicos adquiridos a lo largo de la carrera y de esta manera reducir considerablemente el tiempo de diseño de la turbina mediante diferentes parámetros y necesidades a través de un correcto manejo de la información técnica y de las experiencia de las personas que están inmiscuidas en este campo.

La utilización de este software será de propiedad del ministerio de Energia Renovable “MER”, para su difusión masiva en forma gratuita para su utilización, y que todas las personas podrán hacer uso de este paquete para estudios de pre factibilidad disminuyendo los costos de investigación.

1.3. OBJETIVOS

1. *GENERALES*

Elaborar e implementar un software para el diseño de turbinas
Axial Tipo Bulbo de hasta 10 Mw.

2. *ESPECIFICOS*

- Seleccionar el tipo de turbina de acuerdo al caudal y altura bruta
- Determinar los parámetros fundamentales en el diseño de la turbina.
- Realizar el diseño de la turbina y elementos constitutivos principales de la misma considerando las variables Q , N_n y $N=cte$, hasta 10Mw de capacidad.
- Seleccionar los álabes y su configuración geométrica adecuada para las condiciones donde se desarrollará el proyecto.
- Determinar el tamaño de los elementos representativos de la turbina.
- Validar el software mediante el desarrollo de un proyecto.
- Disminuir los costos en la prefactibilidad de los proyectos a desarrollarse.

1.4. CARACTERÍSTICAS GENERALES:

La característica fundamental de la turbina axial tipo bulbo es que no necesita caracol, el agua es conducida desde el embalse por un tubo recto de sección variable hasta el desfogue, lo cual produce eficiencias más altas debido a que no hay tuberías que cambien la dirección del fluido. El rotor tiene su eje usualmente horizontal o ligeramente inclinado, en la misma dirección del tubo, favoreciendo el paso de caudales relativamente grandes.

Posee un distribuidor regulable, su función es regular el caudal y dar al agua el ángulo de ataque necesario para las palas del rotor y así transferir eficazmente la energía. Los álabes del rotor (palas) van empotrados en un cubo, dentro del cual está alojado el mecanismo de regulación de los mismos. Estos álabes tienen perfil aerodinámico, su desarrollo es helicoidal y son los encargados de transferir la energía del agua al eje de la turbina. La forma alabeada del álabe (geometría) se debe a que la velocidad relativa del flujo varía en dirección y magnitud con la distancia al eje de giro.

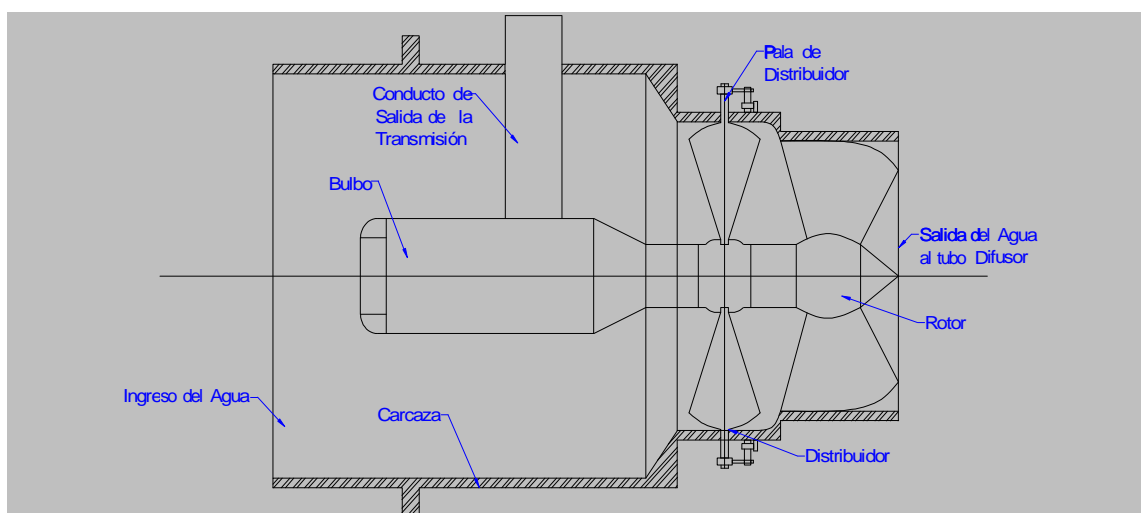


Figura 1. 1. Turbina bulbo planta mareomotriz de Race

✓ CAMPO DE APLICACIÓN

El campo de aplicación de las turbinas hidráulicas en función de la altura se muestra a continuación [1]:

Tabla I. 1. Campo de aplicación de las turbinas

| TIPO DE SALTO | RANGO DE ALTURA NETA | TIPO DE TURBINA |
|---------------|-------------------------|-----------------|
| Micro salto | 2 - 25 m | Tubular, Bulbo |
| Mini salto | 2 - 50 m | Kaplan, Hélice |

La tabla 1, tiene el inconveniente de no indicar específicamente qué tipo de turbina es la adecuada para cada caso. Para evitar esto, existe un parámetro de origen estadístico llamado velocidad específica (n_s), el cual conduce a la selección adecuada del tipo de turbina, y viene expresado para el caso de turbinas de la siguiente manera

$$n_s = \frac{nP^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (1)$$

Donde: n = número de revoluciones por minuto (r.p.m.).

P = potencia requerida en CV.

H = altura neta o altura de diseño (m).

Existen expresiones similares para otros sistemas de unidades pero en este caso es más útil usar solo ésta.

La clasificación de las turbinas hidráulicas según la velocidad específica es la siguiente [1], Anexo I 1. Velocidades relativas:

Tabla I. 2. Turbina hidráulicas y velocidades y velocidades específicas

| N_s | Tipo de turbina axial |
|------------|-----------------------|
| 450 - 750 | Tubular |
| 300 - 1000 | Kaplan, Hélice |
| 600 - 1200 | Bulbo |

CAPÍTULO II

2. PARÁMETROS FUNDAMENTALES

2.1.- PARÁMETROS PARA SU FUNCIONAMIENTO

Los parámetros funcionales son aquellos que determinan las características de funcionamiento de la turbina y son útiles para el diseño, éstos se enumeran a continuación.

1. Altura neta o salto disponible, H_n
2. Caudal de agua necesario, $Q \text{ (} \frac{m^3}{seg} \text{)}$
3. Número de revoluciones, $n \text{ (rpm)}$
4. Potencia requerida en el eje de la turbina, $P \text{ (Kw)}$

2.1. ALTURA NETA O SALTO DISPONIBLE

El salto disponible no es más que la energía que va a ser aprovechada y está comprendida por la diferencia de altura de la posición del agua.

2.2. CAUDAL DE AGUA NECESARIO

Normalmente es calculado con un valor de agua o caudal mínimo anual, que corresponde a la época de estiaje, los cuales son calculados en $\frac{l}{seg}$

El caudal necesario calculado a partir de la ecuación:

$$P = \frac{Q * \gamma * H * n_t}{75} \quad (2)$$

Donde:

Q= caudal en $\frac{m^3}{seg}$

γ =peso específico del agua ($1000 \frac{Kgf}{m^3}$)

H = Altura neta en (m)

n_t = rendimiento total de la turbina.

Es:

$$Q = \frac{75P}{\gamma * H * n_t} \quad (3)$$

Para lo cual se parte de la potencia que se necesita, pero en caso de aprovechar lo mejor posible se puede recurrir a la información que posee el INAMI, el cual contiene el estudio hídrico de los últimos años de la mayoría de los ríos a lo largo del Ecuador

2.3. NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES [1]

El número específico de revoluciones o la velocidad específica de una turbina es el número de revoluciones por minuto que desarrolla la unidad de potencia trabajando bajo la unidad de carga. Las principales consideraciones sobre este parámetro se citan a continuación.

- ✓ Tiene el mismo valor numérico para una serie de máquinas que sean geoméricamente semejantes.
- ✓ Se emplea para diseñar las características de operación, solamente para el punto de máxima eficiencia.

✓ Su valor numérico depende del sistema de unidades usado.

El valor de n_q se estima a partir de la altura neta en metros mediante una ecuación empírica que para el caso de turbina tubulares (muy parecidas a las bulbo) es la siguiente[1]:

$$N_q = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (4.b)$$

Existen dos expresiones para el cálculo de la velocidad específica en función de los parámetros de diseño, la primera está dada por:

$$N_s = N * \frac{P_t^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (5)$$

Y la segunda por:

$$n_{sq} = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (6)$$

La ecuación (6) es la expresión de la velocidad específica en términos de la capacidad y carga, se relaciona con la ecuación (5) por:

$$n_s = K * n_{sq} \quad (6a)$$

Donde:

$$K = \text{constante} = 3,65$$

La velocidad específica será la velocidad a la que debe girar una turbina para suministrar la unidad de potencia, trabajando bajo la unidad de carga. [2].

Anexo I 2. Velocidades N_s y N_q , tomando en cuenta la eficiencia de la turbina bulbo que está en un rango de 0.92 a 0.98 según OLADE [1]

2.4. NÚMERO DE REVOLUCIONES

Generalmente para turbinas de generación eléctrica se toma el número de revoluciones en función del número de pares de polos del generador y la frecuencia de la red.

$$N = i * \omega_g \quad (4.a)$$

Donde:

i , es la relación de transmisión de la turbina al generador

ω , es la velocidad de giro del generador, frecuencia del sistema 60Hz

De la ecuación (5), se tiene:

$$n = \frac{n_s * H^{5/4}}{P^{1/2}} [rpm] \quad (7)$$

2.5. POTENCIAS

2.5.1. Potencia en los bornes del generador [3]

Considerando los requerimientos de capacidad instalada que se hayan determinado del análisis de la demanda, luego de tomar en cuenta las pérdidas de transmisión y distribución, establece la potencia requerida en los bornes del generador .

$$P_g = KVA * \cos(\phi) \quad (8)$$

Donde:

P_g , potencia del generador en KW

KVA, potencia aparente en kilovot amperes

$\cos\phi$, factor de potencia, usualmente se fija un valor de 0.8, en aplicaciones rurales es frecuente valores mayores comprendidos entre 0.9 y 0.95

2.5.2. Potencia transmitida al generador [3]

$$P_{tr} = \frac{P_g}{n_g} \quad (9)$$

Donde:

P_{tr} , potencia transmitida al generador

n_g , rendimiento general de la turbina

2.5.3. Potencia al freno de la turbina (P_t) [3]

Si se tiene un acoplamiento directo a la turbina y el generador, esta será igual a la potencia transmitida al generador; si existe alguna forma de transmisión se debe considerar la eficiencia de la transmisión (n_{tr}) en la siguiente forma:

$$P_t = \frac{P_{tr}}{n_{tr}} \quad (10)$$

Donde:

n_{tr} , coeficiente por transmisión

Tabla II. 1. Sistema de transmisiones

| | n_g |
|-------------|-------|
| ENGRANES | 0.98 |
| BANDAS EN V | 0.95 |

2.5.4. Potencia hidráulica de la turbina. [3]

Considerando la eficiencia mecánica de la turbina n_m determinada por la resistencia de pérdidas mecánicas por fricción, se determina:

$$P_h = \frac{P_t}{n_m} \quad (11)$$

Donde la eficiencia hidráulica de la turbina, depende de sus características de diseño, para micro turbinas es razonable asumir valores de n_m en el rango de 0.95 a 0.97

2.5.5. Potencia absorbida por la turbina (P) [1]

Se debe considerar la eficiencia hidráulica (n_h) de la turbina dada por las características hidrodinámicas de la máquina y la eficiencia volumétrica (n_v) dada por las pérdidas de agua que no circula por el rodete, en las siguientes forma:

$$P_a = \frac{P_h}{n_h * n_v} \quad (12)$$

Donde la eficiencias del generador son datos de placa, en la actualidad se contempla en el orden de 0.87 a 0.97, estos valores difieren según el año de los generadores, en el caso de generadores antiguos [1980-1992], tienen eficiencias bajas debido a su configuración rústica, mientras que en los generadores modernos se tiene eficiencias altas de orden de [0.92-0.98]

CAPÍTULO III

3. TEORÍA Y DISEÑO HIDRAÚLICO

3.1. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS

La constitución de la turbina hidráulica es la siguiente:

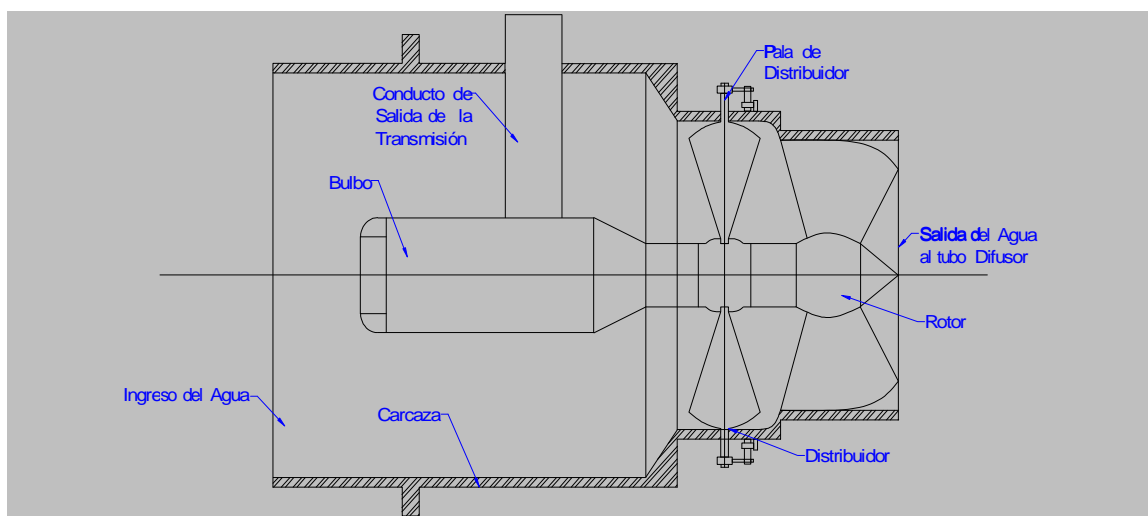


Figura 3. 1. Elementos Internos de la Turbina

Los elementos constitutivos se detalla a continuación son:

3.1.1 TUBERÍA DE ADMISIÓN

Es de mayor diámetro con el fin de alojar el bulbo y disminuir las pérdidas hidráulicas. Puede ser construida en concreto o lámina de acero.

3.1.2 BULBO

Es una carcasa de acero que generalmente sirve para alojar al generador cuando la turbina se utiliza para la generación eléctrica. Su forma debe ser tal que no presente obstrucción al paso del fluido.

3.1.3 CARCAZA

Esta consta de dos zonas esféricas, una en los alabes de los distribuidores y la otra en la de los rodets (si se quiere aumentar más la eficiencia), con el objeto de disminuir, sobre todo, las pérdidas volumétricas. También está diseñada para alojar el mecanismo de regulación de los alabes directrices. Se la puede construir en lámina gruesa. Se acopla por medio de bridas a los tubos de admisión y de desfogue.

3.1.4. DISTRIBUIDOR DE LOS ÁLABES MÓVILES

Estos cumplen la función, ajustan manualmente de acuerdo a las necesidades de la potencia, en centrales hidroeléctricas, estos se regulan automáticamente por medio de un servomotor ligado al gobernador que controla la velocidad del eje del grupo turbina generador.

3.1.5. RODETE MOTRIZ O ROTOR CON ÁLABES REGULLABLES

Tiene forma de hélice y está constituido por un cubo, el cual va acoplados los álabes encargados de transmitir la energía de agua al eje de la turbina. El cubo debe ser robusto con el fin de que los esfuerzos a los que está sometido, también debe tener el tamaño suficiente para alojar el mecanismo de regulación de la apertura de los alabes y cumpla con un factor de seguridad.

3.1.6. TUBO DIFUSOR O DE DESFOGUE

Está ubicado luego del rotor, aguas abajo, se usa solo en las turbinas de reacción y tiene dos funciones importantes:

- ✓ Permite localizar la turbina dentro de ciertos límites definidos por las condiciones de cavitación, independientes del nivel de agua.
- ✓ Permite, al menos parcialmente, utilizar la velocidad de salida del rotor para incrementar la eficiencia de la turbina.

Para rotores de alta velocidad se debe emplear un tubo difusor, aún si por razones de cavitación el rotor debe estar localizado bajo el nivel de aguas abajo.

El tubo difusor de la turbina bulbo es recto, lo que da una forma tronco-cónica, esto eleva la eficiencia del mismo por no presentar cambios de dirección de la velocidad del agua.

Todos los elementos descritos contribuyen a la transformación de energía hidráulica en energía mecánica en mayor o menor grado, el rodete constituye el elemento principal.

3.2. ECUACIÓN GENERAL DE EULER [4]

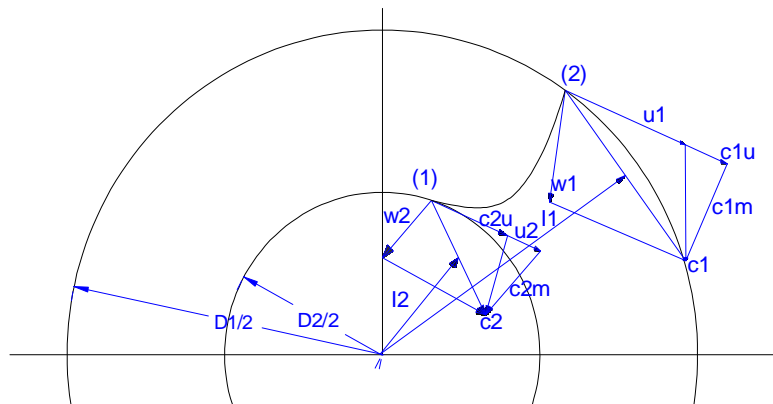


Figura 3. 2. Ecuación fundamental de la turbo maquinaria

Esta ecuación expresa la energía intercambiada en el rodete de las turbo máquinas, ya sea hidráulica o térmica. Para turbina en la fig. 3.2 ilustra el funcionamiento en régimen permanente de la misma.

La ecuación de Euler deducida a partir de los diagramas de velocidades, movimiento relativo, movimiento circular uniforme, teorema de la cantidad de movimiento, teorema del momento cinético y teoría unidireccional o del número infinito de los alabes, queda expresada de la siguiente manera para el caso de turbinas hidráulicas (flujo incomprensible):

$$H_e = \frac{u_1 * C_{1u} - u_2 * C_{2u}}{g} \quad (13)$$

3.2.1. ECUACIÓN DE EULER PARA TURBINAS DE FLUJO AXIAL [4]

En turbinas de flujo axial, en general, se cumple las energías de U son iguales ya que el diámetro prácticamente no cambia, entonces la siguiente expresión de la altura de Euler es:

$$H_e = \frac{u(C_{1u} - C_{2u})}{g} \quad (14)$$

La altura de Euler, por otro lado, está relacionada con la eficiencia hidráulica, así:

$$H_e = n_h * H \quad (14.a)$$

n_h = eficiencia hidráulica

H_n = altura neta (m)

Estas expresiones son útiles en la determinación de los triángulos de velocidad a la entrada y salida del rodete.

3.3. DIAGRAMA DE VELOCIDADES

En las turbinas de reacción la trayectoria de las partículas de fluido se inscriben, para el análisis, sobre una superficie de revolución cuyo eje es el eje de rotación de la máquina. En la figura 4, el vector de la velocidad de un punto M, a la trayectoria en ese punto, se puede descomponer en las tres direcciones mostradas.

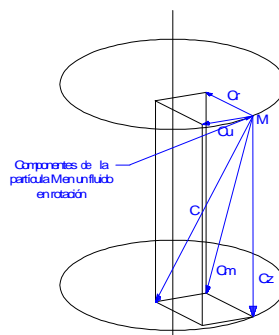


Figura 3. 3. Movimiento de una partícula de fluido

Donde:

c = Velocidad absoluta en el punto M

c_u = Componente tangencial

c_m = Componente meridional

c_r = Componente radial

c_z = Componente axial

La velocidad meridional es la resultante de las componentes axial y radial.

Usualmente en el estudio se da la importancia solo a c_u y a c_m ya que c_m condiciona el caudal e interviene en el trazado de las líneas de flujo, mientras que c_u condiciona el intercambio de energía.

La rueda de la turbina al girar produce la velocidad tangencial U o la velocidad de impulso, cuyo vector es tangente a la superficie de revolución en el punto M y su dirección es la del sentido de rotación, lo que permite definir la velocidad del fluido en el álabe que resulta de la siguiente igualdad vectorial:

$$C = U + W \quad (15)$$

Las velocidades citadas se representan en el siguiente diagrama 3.4:

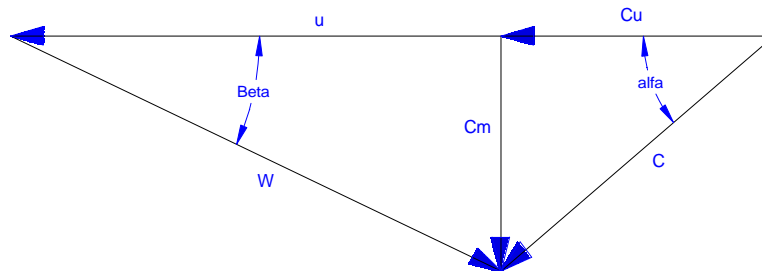


Figura 3. 4. Diagrama de velocidades del fluido

Donde:

$\alpha(alfa)$ = Ángulo que forman las velocidades u , c .

β (Beta) = Angulo que forman las velocidades u , w .

c = Velocidad absoluta del fluido

c_u = Velocidad periférica de la velocidad absoluta del fluido

u = Velocidades tangenciales del alabe

w = Velocidad relativa del fluido respecto al alabe

c_m = Velocidad meridional de la velocidad absoluta del fluido

Esta representación se denomina triángulo de velocidades, se halla en el plano tangente a la superficie del flujo en el punto M. Los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del rotor juegan siempre un papel muy importante en todas las turbo-máquinas [4].

El trazado de los triángulos de velocidades, a la entrada y salida del rodete de una turbina axial, no ofrecen dificultad y se lo representa como se indica en la figura 3.5

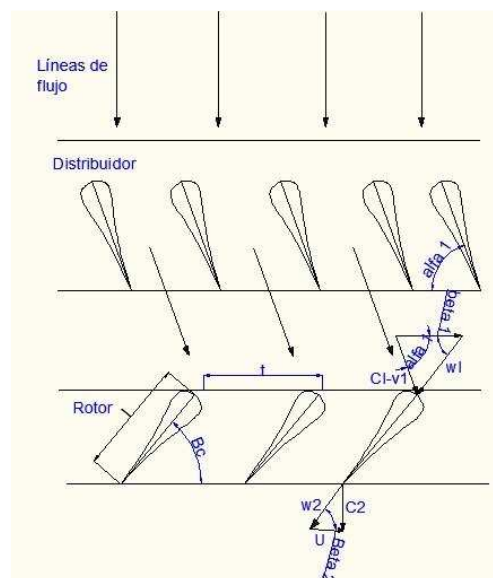


Figura 3. 5. Paso del fluido por los álabes del rotor y distribuidor

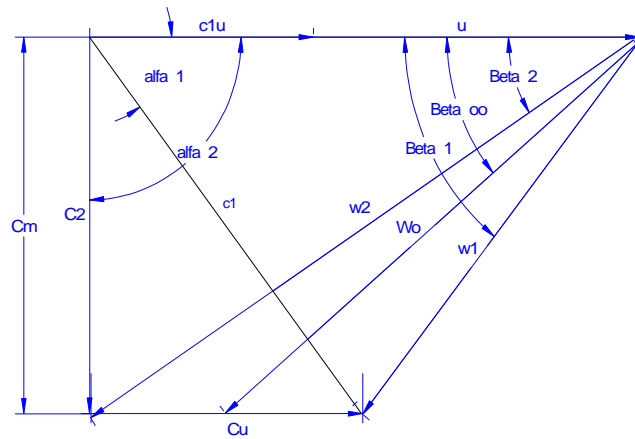


Figura 3. 6. Distribución de las velocidades a la entrada y salida

La superposición de los dos triángulos (figura 3.6) permite definir w_α (velocidad relativa de la entrada respecto a la salida) que es utilizada en el cálculo del perfil en cada canal elemental. La importancia de realizar el cálculo de perfil para canal elemental se debe a que la forma del álabe es helicoidal y su perfil varía de acuerdo con la distancia al eje de giro, por lo que se hace necesario dividir la turbina en estos canales elementales o turbinas elementales cuya forma es de conductos anulares que están ubicados a diferentes distancias de giro del rotor y comprendidos entre el diámetro de la carcasa y el diámetro del cubo.

Los triángulos de velocidades también pueden ser definidos por los coeficientes de velocidades que se definen a continuación.

$$k_{cm} = \frac{c_m}{\sqrt{2gH}} \quad (16)$$

$$k_u = \frac{u}{\sqrt{2gH}} \quad (17)$$

$$k_c = \frac{c}{\sqrt{2gH}} \quad (18)$$

$$k_w = \frac{w}{\sqrt{2gH}} \quad (19)$$

Donde:

k_{cm} = Coeficiente de la velocidad meridional

k_u = Coeficiente de la velocidad tangencial

k_c = Coeficiente de la velocidad absoluta

k_w = Coeficiente de velocidad relativa del fluido

Para la construcción de los triángulos de velocidades se debe tener en cuenta las siguientes consideraciones [1].

- ✓ El valor de u varía de acuerdo al radio, y por lo tanto, el de k_u también cuando se trata del diámetro exterior de la periferia del rodete, D_p , el valor de k_u está dado por:

$$k_{up} = 0,79 + 1,61 \cdot 10^{-3} n_s$$

- ✓ El valor de c_m generalmente se asume como constante, pero en realidad varía con el radio. El coeficiente k_{cm} oscila entre 0,65 y 0,75. En la tabla 75^a, pag 137 del libro de Nechleba, con $n_s = 899,5318$ se tiene que $k_{cm} = 0,65$
- ✓ El valor del ángulo α , permanece constante y se lo calcula para el canal elemental más próximo al diámetro del medio, asumiendo para este canal una descarga totalmente axial, es decir, con $c_{u2} = 0$. Luego se toma el valor de α para el cálculo de los otros canales elementales cuya descarga será obviamente con c_{u2} diferente de cero.

3.3.1. DIMENSIONES BÁSICAS DEL RODETE [1]

El diámetro de la periferia del rotor, D_p , y la relación de diámetros del cubo a la periferia, $\frac{D_c}{D_p}$ puede ser calculado mediante las expresiones (20) y (21), respectivamente.

$$D_p = \frac{60 * k_{up}}{\pi * n} \sqrt{2gH} \quad (20)$$

$$\left(\frac{D_c}{D_p} \right) = 0,25 + \frac{94,64}{n_s} \quad (21)$$

3.3.2. PERFILES DE LOS ALABES DEL RODETE

Son perfiles aerodinámicos que se los selecciona luego de haber hecho un análisis para cada triángulo de velocidades de cada canal elemental y de las propiedades del perfil obtenidas en un túnel. A continuación se detalla el procedimiento y la teoría.

3.3.2.1. CANALES O TUBERÍAS ELEMENTALES

La zona de acción del rotor se lo divide en canales o turbinas elementales de igual caudal, usualmente la división es par. En este caso se dividirá en cuatro canales.

Estos canales son importantes ya que los cálculos se lo hace para el diámetro medio, D_m , de cada uno de ellos a más de los realizados para el cubo, c , y periferia, p , del rotor; de esta manera se consigue la aproximada de los alabes.

Se asume una holgura, δ de 2mm, entre la carcasa (o evolvente) y la periferia de los alabes del rodete, debido principalmente a impresiones constructivas y de montaje.

Así se tiene:

$$D_{evolvente} = D_e = D_p + 2 * \delta \quad (22)$$

En base a lo anterior, suponiendo que se aprovecha el 96% del caudal por pérdidas volumétricas, el caudal aprovechable es:

$$Q_{aprov} = 0,96 * Q \quad (23)$$

El caudal en cada uno de los cuatro canales elementales, cada uno con igual caudal, es:

$$Q_c = \frac{Q_{aprov}}{4 \frac{m^3}{seg}} \quad (24)$$

La velocidad meridional media de la turbina es:

$$C_m = \frac{Q_{aprov}}{\frac{\pi(Dp^2 - Dc^2)}{4}} \quad (25)$$

El proporciona miento de C_m desde el cubo a la periferia, cuando se ha dividido en cuatro turbinas elementales, según Mario Medici [5], es:

$$C_m = K_i * C_m \quad (26)$$

En donde:

$$\begin{aligned} k_c &= 0,85 \\ k_I &= 0,92 \\ k_{II} &= 0,98 \\ k_{III} &= 1,01 \\ k_{IV} &= 1,06 \\ k_p &= 1,1 \end{aligned}$$

Estos coeficientes indican el proporciona miento de la velocidad meridional desde el cubo, c, hasta la periferia, p.

Las formulas secuenciales que se dedujeron para la determinación de cada canal o turbina elemental (que en esencia son toros circulares) se detallan a continuación:

$$C_{mI} = K_I * C_m \quad (27)$$

$$A_i = \frac{Q_c}{C_{mI}} \quad (28)$$

$$D_i = \sqrt{\left(\frac{4A_i}{\pi} + D_{i-1}^2\right)} \quad (29)$$

$$D_m = \frac{(D_i + D_{i-1})}{2} \quad (30)$$

Donde:

$$\begin{aligned} D_{i-1} - \text{inicial} &= D_c ; y, \\ D_i - \text{final} &= D_p(m) \end{aligned}$$

3.3.2.2. CÁLCULOS DE LOS TRIÁNGULO DE VELOCIDADES

Según OLADE [1]: la conformación de los alabes del rodete dependen del ángulo de entrada, α y del ángulo de salida β . α Varía con el radio, por lo tanto, será más grande en el extremo que en la raíz. Esto indica que tanto los álabes de la corona directriz como los del rotor se presenten torcidos. A pesar de ellos, los alabes del distribuidor se los hará rectos, ya que de no hacerlo así, no se podrá conseguir un sellado hermético de los alabes en esta posición de cerrado además de la dificultad constructiva que representaría el hacerlos curvos. Lo anterior asumido, obviamente, disminuye ligeramente la eficiencia.

En base a lo opuesto, se tomará en canal II para definir el ángulo, α por ser el más próximo al diámetro medio de la turbina.

PARA EL CANAL II:

$$U_1 = U_2 = \frac{\pi * D_m * n}{60} \quad (31)$$

Se asume que $C_{2u} = 0$ (salida totalmente axial del flujo para este canal) y que $C_2 = C_m$

De la ecuación de Euler:

$$C_{1U} = \frac{g^* He}{U_1} \quad (32)$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{C_m}{C_{1u}}\right) \quad (32)$$

$$\beta_1 = \arctan \frac{C_m}{U_1 - C_{1u}} \quad (33)$$

$$\beta_2 = \arctan \frac{Cm}{U_1} \quad (34)$$

$$\beta_\alpha = \arctan \frac{Cm}{U_1 - \frac{C_{1u}}{2}} \quad (35)$$

$$w_1 = \frac{Cm}{\sin \beta_1} \quad (36)$$

$$w_2 = \sqrt{(Cm^2 + U_1^2)} \quad (37)$$

$$w_\alpha = \frac{Cm}{\sin \beta_\alpha} \quad (38)$$

$$C_1 = \sqrt{(Cm^2 + C_{1u}^2)} \quad (39)$$

Para el CUBO I, CANAL III, CANAL IV Y PERINFERIA

$$U_1 = U_2 = \frac{\pi^* Dm^* n}{60} \quad (40)$$

$$\alpha = \alpha_n \quad (41)$$

$$C_1 = \sqrt{C_m^2 + C_{1u}^2} \quad (42)$$

$$C_{1U} = \frac{cm_1}{\tan \alpha_1} \quad (43)$$

De la ecuación de Euler:

$$C_{2u} = C_{1u} - \frac{g^* He}{U_1} \quad (44)$$

$$C_2 = \sqrt{(C_m^2 + C_{2u}^2)} \quad (45)$$

$$w_{1U} = U - C_{1U} \quad (46)$$

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{C_{m1}}{w_{1U}}\right) \quad (47)$$

$$w_1 = \frac{C_{m1}}{\sin \beta_1} \quad (48)$$

$$w_{2U} = U - C_{2U} \quad (49)$$

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{C_{m1}}{\sin \beta_2}\right) \quad (50)$$

$$w_2 = \frac{C_{m1}}{\sin \beta_2} \quad (51)$$

$$\beta_\alpha = \arctan\left(-\frac{1}{\tan \beta_1} + \frac{1}{\tan \beta_2}\right) \quad (52)$$

$$w_a = \frac{C_m}{\sin \beta_\alpha} \quad (53)$$

3.4. TEORÍA PALAR [1]

Ya que por ser un tema muy amplio y profundo de lugar a la posibilidad de que se efectúen tesis exclusivamente sobre este campo, en este trabajo solamente se citarán las nociones básicas acerca de esta teoría y su aplicación práctica en el diseño de turbinas de flujo axial.

Cuando cualquier cuerpo se mueve en un fluido real, éste experimenta una resistencia al movimiento, además de la fuerza mencionada anteriormente que es paralela al movimiento y de sentido contrario, aparece otra fuerza perpendicular a la dirección del movimiento llamada empuje ascensional, la cual juega un papel muy importante y esencial y transmisión de energía de la turbo maquinaria (bombas, ventiladores, turbinas) y en un avión es causa de su sustentación, en contra de la fuerza de la gravedad.

La fuerza de arrastre se debe principalmente al choque del fluido con el cuerpo y a la resistencia al movimiento causada por la viscosidad del fluido y la rugosidad de la superficie del cuerpo. La fuerza de empuje o de sustentación se produce debido a la diferencia de presiones entre la parte inferior y superior, la cual se expresa mediante la ecuación de Bernoulli para el movimiento relativo:

$$\frac{C^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = \text{constante} \quad (54)$$

Donde:

C = Velocidad del fluido

P = Presión

Z = Altura, que se desprecia en estos casos

γ = Peso específico del fluido

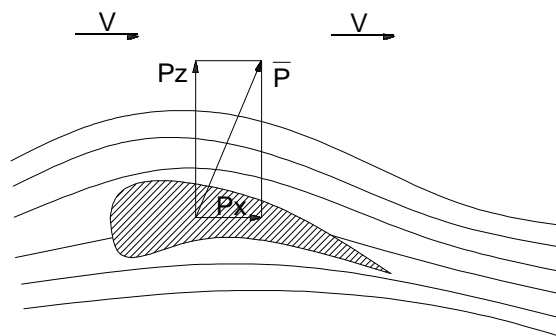


Figura 3. 7. Perfil Aerodinámico del fluido

En un perfil aerodinámico como el mostrado arriba, se observa claramente que las líneas de flujo son más densas en la parte superior, lo cual nos indica que la velocidad es mayor que en la parte inferior. Si aplicamos la ecuación de Bernoulli entre estas dos zonas llegaremos a la conclusión de que la presión ejercida en la parte de abajo del perfil es mayor que la ejercida en la parte de arriba. Este simple razonamiento explica la naturaleza de la fuerza de sustentación o de empuje.

Cuando se diseñan turbinas de flujo axial, los perfiles de las secciones cilíndricas de alabe se seleccionan de conformidad a un perfil aerodinámico.

De las pruebas de los alabes de los túneles aerodinámicos conoceremos los coeficientes para arrastre, C_x , como también para sustentaciones, C_z , para los perfiles aerodinámicos.

La fuerza de arrastre del perfil está representada por la expresión:

$$P_x = C_x \frac{\rho}{2} v^2 S \quad (55)$$

Y la fuerza de sustentación por:

$$P_z = C_z \frac{\rho}{2} v^2 S \quad (56)$$

En donde: V = Velocidad del medio en relación al perfil a una distancia en frente del mismo.

S = Mayor área de proyección del perfil

C_x, C_z = Coeficiente de arrastre y sustentación respectivamente

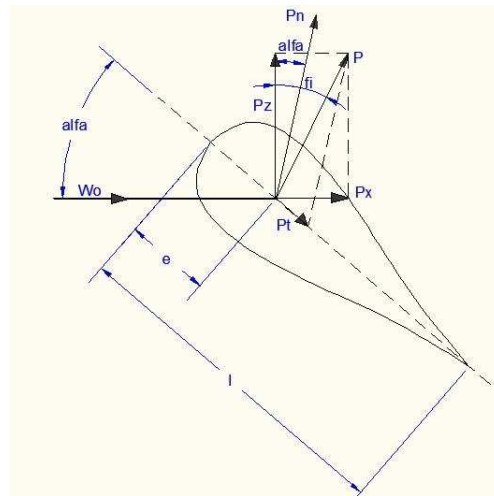


Figura 3.8. . Componentes de las fuerzas sobre los álabes

Representación de las fuerzas y sus componentes, que soporta un perfil aerodinámico en un fluido.

P_z es la sustentación, esto es, la componente de la fuerza aerodinámica resultante en el eje de sustentación, siempre normal a la dirección de la velocidad relativa del flujo, P_x es el arrastre, esto es, la componente de la fuerza aerodinámica resultante en la dirección de la velocidad v del flujo al perfil.

Otra propiedad está caracterizada por un ángulo de ataque, α formado por la cuerda del perfil y la dirección de la velocidad del fluido.

La dependencia de los coeficientes C_x y C_z son relación al ángulo α son en la mayoría de los casos determinados experimentalmente para ciertos perfiles.

Si se desarrolla la sección cilíndrica de los alabes en un plano, se ve que no se comportan como perfiles aislados, con una serie infinita de perfiles de alabes, sucesivamente arrastrados dentro de una rejilla de perfiles de alabes, sucesivamente arreglados dentro de una rejilla de perfiles los coeficientes que caracterizan al perfil varían.

Esto se explicará posteriormente.

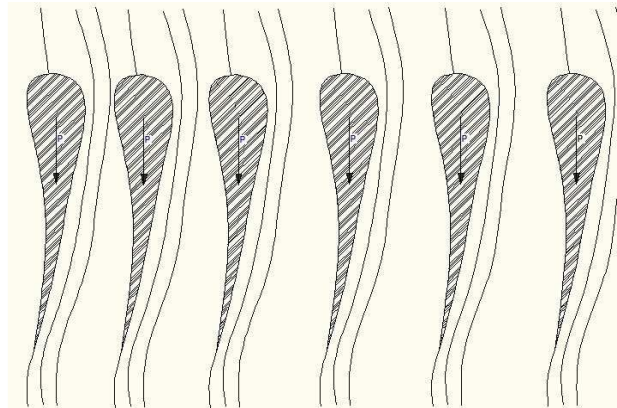


Figura 3. 9. . Arreglo de perfiles

3.4.1. PERFILES AERODINÁMICOS NACA [5]

Las características geométricas más importantes del perfil aerodinámico están indicadas en la siguiente figura. Estas son:

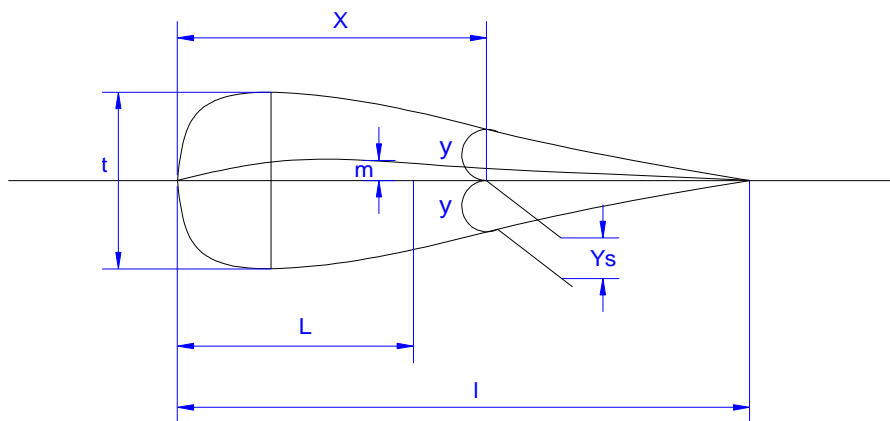


Figura 3. 10. Dimensiones principales del perfil NACA

m = Máxima deflexión de la curva central del perfil

l = Distancia de la máxima deflexión de la curva central desde el extremo frontal

t = Máximo espesor del perfil

Las características geométricas m , L , t' están dadas usualmente como fracciones de la longitud, l , de la cuerda del perfil.

Los perfiles aerodinámicos están en este caso marcados con números de cuatro cifras, la primera cifra indica la máxima deflexión de la curva central, la segunda, la distancia de la máxima deflexión de la curva central desde el extremo frontal, y las dos últimas cifras indican el espesor. Así por ejemplo, el número 2412 denota un perfil aerodinámico que muestra las siguientes proporciones:

$$m/l=0,002 \quad L/l=0,40 \quad t'/l=0,12$$

Tomando en cuenta que:

$$m/l= \text{varía desde } 0 \text{ hasta } 0,06$$

$$L/l= \text{varía desde } 0,2 \text{ hasta } 0,6$$

$$t'/l= \text{varía desde } 0,06 \text{ hasta } 0,21$$

Las coordenadas “y” y “ys” son definidas por ecuaciones, pero para mayor facilidad se muestra que las reemplazan [3]

Tabla III. 1. Coordenadas para el espesor del álabe

| X% | Y% | X% | y% | x% | Y% |
|------|-------|----|-------|-----|-------|
| 0 | 0 | 15 | 8,909 | 60 | 7,606 |
| 1,25 | 3,157 | 20 | 9,563 | 70 | 6,107 |
| 2,5 | 4,358 | 25 | 9,902 | 80 | 4,372 |
| 5 | 5,925 | 30 | 10 | 92 | 2,413 |
| 7,5 | 7 | 40 | 9,672 | 100 | 0,21 |
| 10 | 7,805 | 50 | 8,823 | | |

Tabla III. 2.Coordenadas de la curva central de los perfiles NACA

| X% | $Y_{s2} \%$ | $Y_{s3} \%$ | $Y_{s4} \%$ | $Y_{s5} \%$ |
|----|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 0 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| 5 | 4,38 | 3,06 | 2,34 | 1,90 |
| 10 | 7,50 | 5,56 | 4,38 | 3,60 |
| 15 | 9,38 | 7,50 | 6,09 | 5,00 |
| 20 | 10,00 | 8,89 | 7,50 | 6,40 |
| 25 | 9,95 | 9,72 | 9,60 | 7,50 |
| 30 | 9,84 | 10,00 | 9,38 | 8,40 |
| X% | $Y_{s2} \%$ | $Y_{s3} \%$ | $Y_{s4} \%$ | $Y_{s5} \%$ |
| 35 | 9,38 | 9,80 | 10,00 | 9,60 |
| 40 | 8,59 | 9,18 | 9,73 | 10,00 |
| 50 | 7,50 | 8,16 | 8,89 | 9,60 |
| 60 | 6,09 | 6,74 | 7,50 | 8,40 |
| 70 | 4,38 | 4,90 | 5,56 | 6,40 |
| 80 | 2,34 | 2,65 | 3,06 | 3,60 |
| 90 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |

La tabla 3.1 presenta la mitad del espesor del perfil y , en la dependencia de la distancia desde el extremo frontal, x , expresada en porcentaje de la longitud de la cuerda. La tabla 3.2. es para perfiles de espesor relativo $t'/l=0,2$, pero puede ser usada para cualquier relación t'/l cuando se multiplique el número en la columna y por el factor $5t'/l$.

La tabla 3.2 define las coordenadas de la curva central con una deflexión relativa $m/l= 0,1$. Aquí ys_2 denota las coordenadas de la curva central cuya máxima deflexión esta a un quinto de la longitud de la cuerda ($L/l=0,2$), ys_3 denota las coordenadas de la curva central cuya relación es $L/l=0,3$, etc.; para otras deflexiones máximas m/l se usa los valores de la tabla multiplicados por $10 m/l$.

Al dibujar el perfil, se procede así: primero se dibuja la curva central en conformidad con las coordenadas por el método descrito arriba. A través de los puntos de la curva central se trazan verticales sobre las cuales se señalan a ambos lados las correspondientes mitades del espesor, y . Por medio de conectar los puntos dibujados se obtiene el perfil deseado de las series de la NACA.

El correcto dibujo del perfil aerodinámico se completa con la curva, r , del perfil en el extremo frontal, el cual está dado por la relación:

$$r/l = 1,1Q/l^2 \quad (57)$$

Para la sección del perfil es necesario conocer el ángulo de desviación de los perfiles NACA, Δ_{per} la siguiente figura muestra este ángulo.

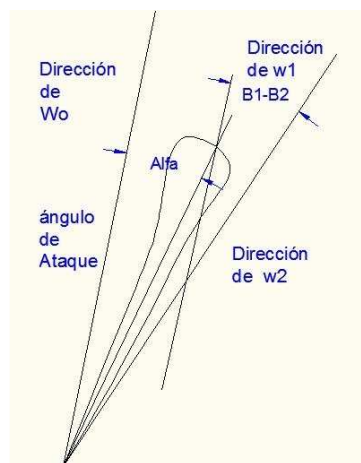


Figura 3. 11. Ángulo de desviación del perfil

Los perfiles aerodinámicos más usuales son los que tiene el valor $L/l=0,4$, para ellos se definirá en valor del ángulo de desviación.

Por aproximación:

$$\Delta_{-perfil} = \arctan \frac{Y_{sx=5\%}}{5} + \arctan \frac{Y_{sx=90\%}}{10} \quad (58)$$

Utilizando esta ecuación para la siguiente serie de perfiles se obtiene estos resultados:

Tabla III. 3. Selección de número de perfil NACA

| PERFILES | 00XX | 14XX | 24XX | 34XX | 44XX | 54XX |
|----------------|------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Δ_{per} | 0° | 4,43 ° | 8,85 ° | 13,24° | 17,58° | 21,87° |

A partir de la figura 3.12 anterior se produce que:

$$\Delta_{perfil} = \beta_1 - \beta_2 \quad (59)$$

Por recomendaciones de varias publicaciones [6], se tiene que:

$$(l/t)_c = 1,1 \text{ y } (l/t)_p = 0,9 \text{ para } n = 350 \text{ a } 1000$$

Siendo t=paso polar

L= longitud de perfil

C= cubo

P= periferia

$$t = \frac{\pi^* Dm}{z} = \frac{\pi^* Dm}{3} \quad (60)$$

Si linealizamos para cualquier Dm, con las recomendaciones anteriores, se tiene:

Como ya se sabe, t' es el espesor máximo del alabe, si se asume un espesor máximo tentativo en el cubo de $t'_c=0,012\text{m}$, un espesor máximo tentativo en la periferia de $t'_p= 0,008\text{m}$, y una distribución de espesor lineal desde el cubo a la periferia del álabe, se tiene:

$$t'_i = \frac{128}{9000} - \frac{Dm_i}{45} \quad (61)$$

El perfil aproximado a las condiciones de diseño hidráulico se selecciona de acuerdo a estas consideraciones:

- ✓ El segundo número a las condiciones de la serie será en lo posible 4, ya que como se mencionó antes es el más adecuado para las turbinas hidráulicas, esto es para la relación $L/1$.
- ✓ Los dos primeros números se eligen de la tabla 3.3, teniendo en cuenta que el ángulo de desviación de la cuerda del perfil NACA (Δ_{perfil}) sea el más cercano al ángulo de diseño, $\beta_1 - \beta_2$.
- ✓ Los dos últimos números corresponden a la penúltima columna de la tabla 3.2 y se redondean al entero más próximo.

Una vez obtenido el tipo de perfil adecuado para cada sección, se procede al trazado de los mismos.

3.4.2. PROPIEDADES AERODINAMICAS DE LOS PERFILES NACA [5]

Las propiedades aerodinámicas fundamentales de los perfiles en general están caracterizadas por los coeficientes de resistencia, C_x , de empuje, C_z , y momento, C_m (este último no es de utilidad en este diseño), los cuales fueron definidos por las ecuaciones (52) y (53)

Los valores de los coeficientes C_x y C_z para determinado perfil NACA pueden ser encontrados en representaciones tabulares y gráficas, pero también se puede emplear ecuaciones que expresan las relaciones entre los coeficientes y ángulos de ataque. Las siguientes ecuaciones son adecuadas dentro del rango de los ángulos de ataque. Las siguientes ecuaciones son adecuadas dentro del rango de los ángulos de ataque usuales, cuando el flujo alrededor del ala es continuo, sin ruptura:

$$C_z = \frac{\partial C_z}{\partial \alpha} (\alpha - \alpha_0) \quad (62)$$

$$C_x = C_{xv} + \frac{\partial C_x}{\partial C_z^2} C_z^2 \quad (63)$$

$$C_m = C_{m0} + \frac{\partial C_m}{\partial C_z} C_z \quad (64)$$

En estas ecuaciones $\frac{\partial C_z}{\partial \alpha}$ denota el gradiente de la línea recta el cual caracteriza la dependencia del coeficiente C_z con el ángulo de ataque α ; α_0 es el ángulo de ataque al cual $C_z=0$; C_{xv} es la longitud sobre el eje de C_x cortada por la línea recta que caracteriza el progreso del coeficiente de resistencia del perfil en dependencia con C_z^2 , y $\frac{\partial C_x}{\partial C_z^2}$ es el gradiente de esta línea recta.

Los resultados de las pruebas de NACA pueden ser resumidos en los diagramas mostrados en las figuras 225 a 228 [3], (ANEXO II), los cuales definen la dependencia de las características aerodinámicas indicadas sobre las características geométricas del perfil.

La figura 225 [3] ilustra la dependencia del ángulo de ataque α para el empuje nulo sobre la máxima deflexión relativa m/l de la curva central y sobre la distancia relativa L/l de esta deflexión desde el extremo frontal. El valor absoluto del ángulo

α incrementa con deflexión, m , y la distancia, L . Al emplear estos diagramas, nosotros debemos tener en cuenta que el ángulo de ataque α es medio aquí desde la línea que conecta los puntos inicial y final de la curva central y que esta línea no es en general idéntica a la cuerda del perfil.

La figura 226 presenta gráficamente la dependencia del valor $\frac{\partial C_z}{\partial \alpha}$ sobre el espesor relativo t'/l . la relación $\frac{\partial C_z}{\partial \alpha}$ disminuye con el aumento del espesor casi linealmente.

La figura 227 muestra el incremento del coeficiente C_x v con el espesor y la deflexión del perfil.

La figura 228 presenta la dependencia de $\frac{\partial C_x}{\partial \alpha^2}$ sobre el espesor relativo del perfil. El valor $\frac{\partial C_x}{\partial \alpha^2}$ se incrementa casi linealmente con el incremento del espesor.

Tomando como base lo expuesto anteriormente, encontramos las propiedades aerodinámicas de cada una de nuestros perfiles en función del ángulo, α , las cuales se resumen en este cuadro.

Tabla III. 4. Propiedad aerodinámica de los perfiles

| Perfil | α <i>grad</i> | $\frac{\partial C_z}{\partial \alpha}$ | C_{vx} | $\frac{\partial C_x}{\partial \alpha^2}$ | C_z | C_x |
|-----------|-------------------------|--|----------|--|-----------------------|-------------------------|
| NACA 4410 | -3,8 | 0,0755 | 0,00935 | 0,05600 | $0,0755(\alpha+3,8)$ | $0,00935+0,056 C_z^2$ |
| NACA 2408 | -1,9 | 0,0762 | 0,00825 | 0,05525 | $0,0762(\alpha+1,98)$ | $0,00825+0,05525 C_z^2$ |
| NACA 1405 | -1,0 | 0,0774 | 0,00720 | 0,05425 | $0,0774(\alpha+1,0)$ | $0,0072+0,05425 C_z^2$ |
| NACA 1404 | -1,0 | 0,0779 | 0,00670 | 0,05400 | $0,0779(\alpha+1,0)$ | $0,00670+0,05400 C_z^2$ |
| NACA 0003 | 0,0 | 0,0783 | 0,00635 | 0,05375 | $0,0783(\alpha+0,0)$ | $0,00635+0,05375 C_z^2$ |

3.4.3. POSICIONAMIENTO DE LOS ÁLABES EN EL CUBO.

DETERMINACION DEL MENOR ANGULO DE ATAQUE

Al desarrollar la sección cilíndrica de las palas del rotor al plano, tenemos que el comportamiento de las paletas no es el ideal como de un solo perfil aislado, sino se comporta como un arreglo de infinitos perfiles, denominado como sistema de rejilla. La influencia del perfil individual sobre el flujo interfiere al otro, y el coeficiente de sustentación K_z de una ala en el arreglo de rejilla, tendrá otro valor que el respectivo coeficiente c_z de una sola ala solo por P_l y la sustentación en el arreglo de rejilla por P_r , nosotros obtenemos por la condición de Proskura:

$$\frac{P_r}{P_l} = \frac{K_z}{c_z} = M \quad (65)$$

A consecuencia de este hecho, el coeficiente de sustentación de un perfil aislado, C_z , cambia el valor de k_z , que puede ser mayor o menor debido de la rejilla. La relación entre estos coeficientes es:

$$k_z = M * C_z \quad (66)$$

Proskura [3] teóricamente ha encontrado los valores de M para varias relaciones de la longitud de cuerda, l , al espaciamiento, t , de los alabes a varios ángulos de ataque, α , y varios ángulos de las rejillas, β . Por medio de una verificación experimental él ha encontrado que estos valores multiplicados por el factor:

$$[1 + 0,75 (t/l)^2] \quad (67)$$

Están en concordancia con los valores obtenidos por medio de mediciones. El diagrama Fig. 236 [3] muestra estos resultados para un ángulo de ataque $\alpha=0$, este diagrama puede ser usado también para otros ángulos de ataque ya que no muestra diferencias significativas.

El coeficiente de arrastre, C_x , también cambia de valor a k_x por medio de la siguiente expresión:

$$k_x = C_x - \frac{C_z^2}{6 * \pi} \quad (68)$$

Otro valor que también varía es el ángulo de ataque, α , ya que no es el mismo para los perfiles usados en los túneles de viento que para los usados en el caso de turbinas hidráulicas debido a que el segundo caso se asume una longitud infinita del alabe (α_α). Esta corrección se la hace a través de la siguiente ecuación [3]:

$$\alpha_\alpha = \alpha - 57,3 \frac{C_z}{6 * \pi} \text{grados} \quad (69)$$

La metodología usada es la del libro de Miroslav Nechleva con el fin de que haya una mejor correlación con las propiedades de los perfiles que fueron tomadas del mismo libro.

Metodología: partimos de la ecuación de la eficiencia hidráulicas de la turbina.

$$n_h = \frac{U}{2gH} * w_\alpha * \frac{l}{t} (k_z - \frac{k_x}{\tan \beta_\alpha}) \quad (70)$$

Despejando y acomodando los miembros de esta ecuación obtenemos la siguiente expresión.

$$\frac{n_h * 2gH * \tan \beta_\alpha}{U * w_\alpha * \frac{l}{t}} = \frac{n_h * 2gH * \tan \beta_\alpha}{U * w_\alpha * \frac{l}{t}} \quad (71)$$

El método consiste en estimar un ángulo de ataque α provisional de esta manera obtenemos el ángulo de rejilla β el cual es dado por la relación:

$$\beta = 90 - \beta_\alpha + \alpha_{\alpha \text{ corregido}}$$

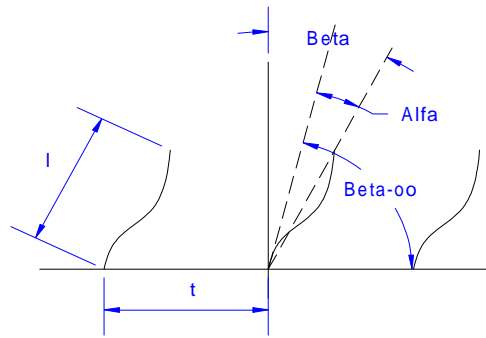


Figura 3. 12. Representación del ángulo y la rejilla

Con el valor del ángulo de rejilla β y la relación t/l obtenemos el valor de M de la gráfica 236 del libro de Nechleva que es el coeficiente de Proskura.

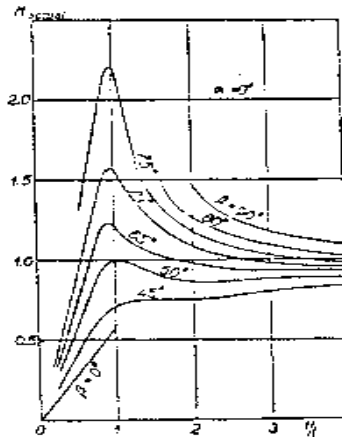


Figura 3. 13. Coeficiente de proskura M

Procedemos a seleccionar un perfil que estimamos adecuado, por ejemplo un perfil NACA 6404 el cual tiene las relaciones $m/l=6\%$ $L/l=40\%$ $t'/l=4\%$. Entonces con estas relaciones y las figuras 3.16 y 3.15 a, b, se obtiene los valores de:

Anexo III

α_0 = Ángulo de ataque para una sustentación nula

$\frac{\partial C_z}{\partial \alpha}$ = Gradiente del coeficiente de sustentación

C_{vx} = Longitudinal sobre el eje C_x

$$\frac{\partial C_x}{\partial C_z^2} = \text{Gradiente de } C_{xv}$$

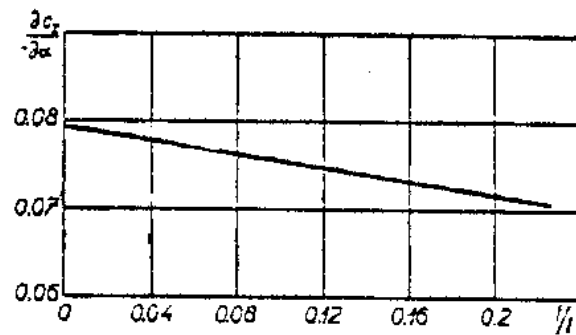


Figura 3.14. Ángulo de sustentación nulo 1

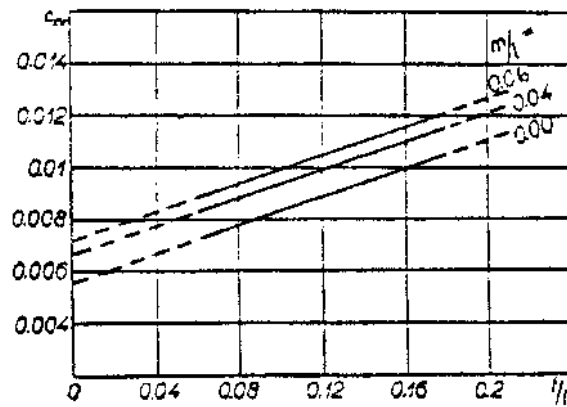


Figura 3.15. Ángulo de sustentación nulo 1

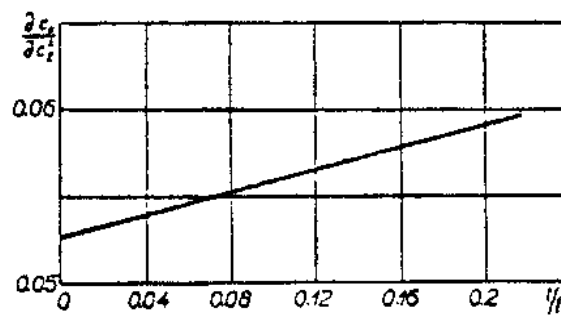


Figura 3.16. Ángulo de sustentación nulo 3

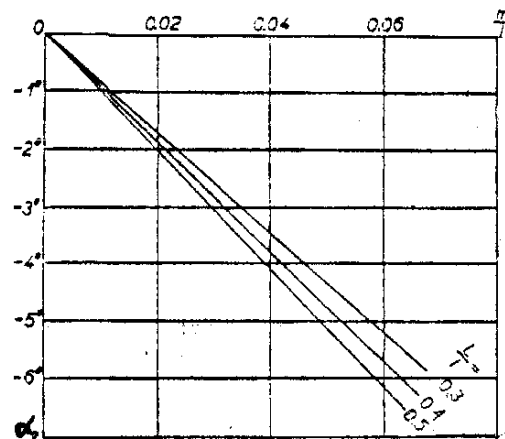


Figura 3.17. Ángulo de sustentación nulo

Para luego con estos valores sacados de las figuras 3.15 hasta 3.16, poder calcular por medio de las ecuaciones 60 y 61 los valores de los coeficientes C_z y C_x ya corregidos para un arreglo de rejilla.

$$C_z = \frac{\partial C_z}{\partial \alpha} (\alpha - \alpha_0) \quad (72)$$

$$C_x = C_{xv} + \frac{\partial C_x}{\partial C_z^2} * C_z^2 \quad (73)$$

3.5. PERFIL DE LOS ÁLABES DEL DISTRIBUIDOR [5]

El distribuidor es el alabes orientales y sirve para aumentar o reducir el caudal cuando la carga de la turbina aumenta o disminuye respectivamente, conservando el mejor rendimiento posible, es decir, reduciendo a un mínimo las pérdidas hidráulicas por fricción y choque. El distribuidor tiene las funciones siguientes:

- ✓ Regula el gasto según exigencia de la potencia.

- ✓ Convierte parcialmente la energía la energía estática en dinámica, para que así el líquido pueda atacar correctamente a los alabes del rotor y tenga lugar la transferencia energética.
- ✓ Dirige la velocidad absoluta del fluido C según una dirección determinada α que da lugar a una componente meridional C_m de acuerdo a las exigencias del gasto, y a una componente tangencial C_u necesaria para la transferencia de energía del agua del rotor.

Existen tres tipos de distribuidores para las turbinas axiales: el cilindro, cónico y el axial, de los cuales el último es el más adecuado para nuestra turbina ya que presenta más facilidades para su diseño y construcción, además de que este tipo de distribuidor se lo instala en una tubería o carcasa recta (ver figura 3.14). La corona de alabes directos actúa como un abanico y va dispuesta delante del rodete a una distancia adecuada para que no haya interferencia con los alabes del rotor en la posición en que ambos tipos de alabes estén a máxima apertura.

El diámetro interno de los alabes directores está dado prácticamente del mismo cubo del rodete y el diámetro externo depende del diámetro interno de la carcasa. Para que las paletas directrices puedan girar tienen que estar delimitadas por dos superficies semiesféricas: la base dispuesta en el cubo y la sección envolvente de la carcasa. El movimiento de estas paletas se efectúa con anillo de regulación, como bielas y manubrios sobre los respectivos muñones. La disposición del distribuidor similar a la del rodete, permite realizar el estudio en tres secciones cilíndricas concéntricas de diámetro: interior, D_c , exterior, D_p y diámetro medio y D_m . Un esquema representativo de tascada fija para la sección medio del distribuidor consta en la figura 3.15. El agua ingresa al distribuidor con una velocidad completamente axial C_o

y en el interior de la cascada es acelerada hasta salir del distribuidor con una velocidad $C1$ y un ángulo α_1 , estos dos valores son requisitos del diseño hidráulico del rodete.

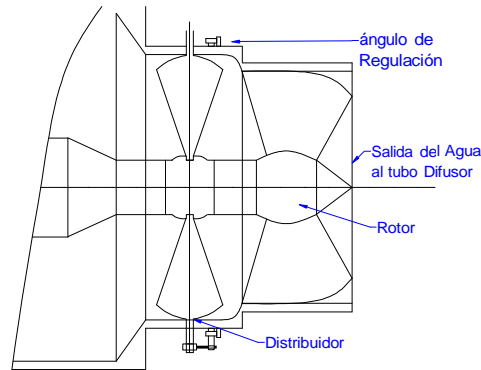


Figura 3. 18. Esquema del distribuidor del álabe

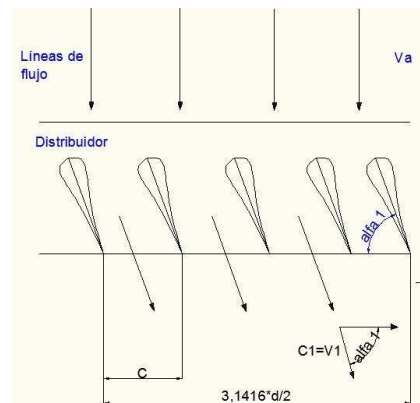


Figura 3. 19. Esquema de desarrollo del distribuidor

El perfil de los alabes teóricamente pueden ser arbitrario. En la práctica, sin embargo hay que procurar que las pérdidas que reduzcan al mínimo. Los simétricos cumplen con este objetivo y son fáciles de ser construidos.

Tabla III. 5. Número de álaves del distribuidor en función del diámetro

| Dm (mm) | ...250 | ...500 | ...700 | ...1200 | ...2200 | ...4000 |
|---------|--------|--------|--------|---------|---------|---------|
| Zd | 8 | 12 | 14 | 16 | 20 | 24 |

El perfil simétrico para el alabe escogido es el que se obtiene según la ecuación y proporciones dadas por M. Th Bover [4] fig. 3.16:

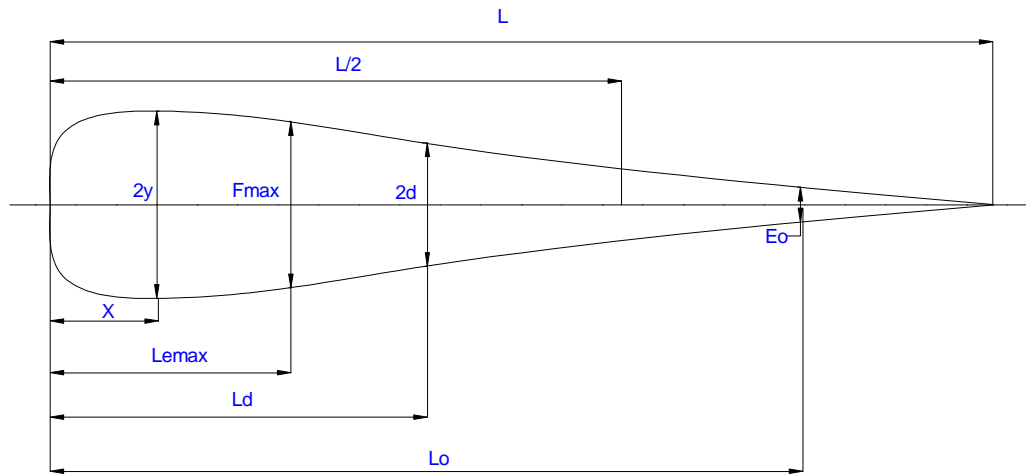


Figura 3. 20. Perfil del distribuidor con sus medidas

Donde:

y = semi espesor del alabe a cualquier distancia x del extremo frontal.

E = espesor del álabe en el extremo posterior.

El paso palar del distribuidor a cualquier diámetro D entre D_c y D_p es:

$$td = \frac{D * \pi}{Zd} \quad (74)$$

Para encontrar L , hacemos: $td=0,711$, de donde: $L=td/0,7$

En general para encontrar el perfil en cualquier sección o diámetro D , se tiene las siguientes fórmulas, escritas en forma secuencial, deducidas a partir de las expuestas anteriormente.

$$td = \frac{D * \pi}{Zd} \quad (75)$$

$$L = \frac{td}{0,7} \quad (76)$$

$$Lo = 0,84 * L \quad (77)$$

$$E = \frac{E_o}{0,235} \quad (78)$$

$$Ld = 0,42 * L \quad (79)$$

$$Ed = 1,145 * E \quad (79)$$

$$L_{e \max} = 0,25 * L \quad (80)$$

$$E_{\max} = 1,299 * E \quad (81)$$

3.6. CÁLCULO DE LA POTENCIA Y TORQUE MÁXIMO

Como se recordará, para el diseño de la turbina en el punto de máxima eficiencia, se obtuvo un valor para el coeficiente de velocidad meridional de $K_{cm} = 0,65$ (sección 3.3). Si se supone que, cuando la apertura de los alabes directrices y del rotor sea máxima, el coeficiente de velocidad meridional toma el valor de $K_{cm} = 1$, es decir, que no se considera ningún tipo de obstrucción al flujo y por lo tanto circulará un caudal máximo que generará una potencia teórica máxima, el procedimiento de cálculo, ya conocido, se muestra a continuación:

$$cm = k * C_m * \sqrt{(2gH)} \quad (82)$$

Que equivale a un caudal máximo de:

$$Q = C_m * \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_c^2) \quad (83)$$

La potencia teórica máxima, suponiendo un rendimiento total del 80%, es:

$$P = \frac{Q * \gamma * H * \eta_t}{75}$$

El torque máximo se calcula a partir de la siguiente expresión [3]:

$$T_{\max} = \frac{71620 P_{\max}}{n} * k \dots \dots [Kg * cm] \quad (84)$$

Donde k es un coeficiente que indica el incremento del torque debido a una parada o inicio del movimiento del rodete. Este coeficiente se encuentra en la siguiente tabla [3]:

Tabla III. 6. Coeficiente de incremento del torque

| | | | | | | | |
|-----------|-----|------|------|-----|------|-----|------|
| ns | 50 | 100 | 200 | 300 | 400 | 800 | 1000 |
| k | 2,2 | 2,05 | 1,88 | 1,8 | 1,75 | 1,7 | 1,6 |

3.7. TUBO DIFUSOR O DE DESFOGUE

Las dos funciones básicas y la forma constructiva más conveniente del tubo difusor. Cabe además indicar, que el nombre de tubo "difusor" queda completamente justificado, ya que, debido a su forma divergente, produce una desaceleración del agua que sale de la turbina, convirtiendo la energía del líquido en energía de presión. En cualquier caso debe hacerse notar que la altura física del tubo de desfogue debe ser menor que el de una columna de agua real equivalente a la presión atmosférica para impedir que la vena líquida se rompa en el ducto.

La forma del tubo de desfogue lógicamente debe ser conforme con los principios que rigen a difusor de un buen rendimiento, el ducto recto cónico de sección circular resulta teóricamente el más aconsejable y es el que se usará.

Existen dos recomendaciones [3] para conseguir un buen rendimiento del tubo difusor:

- ✓ La velocidad absoluta a la salida del difuso, C_4 , debe ser mínimo de 1 m/seg para evitar la entrada de aire al mismo.
- ✓ El coeficiente de la velocidad K_{c4^2} , debe tener un valor máximo de 0,04 para que la pérdida de energía no sea alta.

Despejando de la ecuación:

$$Kc_4^2 = \left(\frac{C_4}{\sqrt{2gH}} \right)^2 \quad (85)$$

Se obtiene:

$$C_4 = Kc_4 \sqrt{2gH} = \sqrt{Kc_4^2 * 2gH}$$

Por recomendación [3]:

$$\frac{\sqrt{A_4} - \sqrt{A_3}}{L} = \frac{1}{5} * \alpha * \frac{1}{8} \quad (86)$$

Donde A_3 = área de sección transversal a la entrada del difusor (salida del rodete).

L = longitud del difusor (altura del cono truncado)

Si se asume que la relación (80) sea igual a 1/6.5, despejando se tiene:

$$L = 6.5 (\sqrt{A_4} - \sqrt{A_3})$$

Ó también:

$$L = \frac{6.5\sqrt{\pi}}{2} (D_4 - D_3) \quad (87)$$

3.8. CAVITACIÓN EN TURBINA

Cavitación es el fenómeno que indica la presencia de "cavidades" gaseosas (llenas de vapor de agua y de gases absorbidos por éstas, especialmente oxígeno), que tiene lugar sobre la cara inferior de los alabes o aspas del rodete móvil, a causa del vacío más o menos parcial, creado y producido por la carga de aspiración existente debajo del

mismo. La acción de estos gases, sumada al efecto corrosivo del agua y de los sedimentos que arrastra, provoca al desprendimiento total del metal en los alabes del rodete que con el tiempo acaba por destruir la máquina.

Los indicios más importantes de la cavitación son:

- ✓ Ruidos y vibración
- ✓ Caída de las curvas capacidad-carga y la de eficiencia.
- ✓ Desgaste de las aspas.

El parámetro de la cavitación es el coeficiente de Thoma, designado por σ , su valor en función de la velocidad específica está dado por la siguiente tabla [3]:

Tabla III. 7. Coeficiente de Thoma

| | | | | | | | | | |
|----|------|------|------|-----|------|------|------|------|------|
| ns | 50 | 100 | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 |
| k | 0,02 | 0,05 | 0,11 | 0,2 | 0,35 | 0,57 | 0,81 | 1,45 | 2,15 |

El control de la cavitación se hace de dos formas:

- ✓ Utilizando materiales resistentes a la cavitación, si se tolera en el diseño que en algún caso se presenta este fenómeno. Los materiales resisten a la cavitación en diferentes grados. Para las alabes de la turbina en cuestión se usará en bronce fosfórico.
- ✓ Diseñado contra la cavitación, es decir, diseñar para que no se produzca este fenómeno. Esto se consigue evitando que la presión en el lado de succión sea más baja que la tensión de vapor correspondiente a la temperatura del líquido que fluye a través de la turbina.

La segunda condición sugiere que hay una altura máxima de succión admisible (desde el nivel de aguas bajo hasta la posición hasta la posición del rodete), H_{Sadm} la cual está definida por [3];

$$H_{Adm} = \text{presión atm osférica} - \text{presión devapor} - \sigma * H$$

$$H_{Sadm} = (10,3 - 0,0012h) - \frac{P_v}{\lambda} - \sigma * H \dots \dots [metros] \quad (88)$$

Donde:

H=ubicación de la turbina sobre el nivel del mar

Pv= presión de vapor a temperatura ambiente

~~γ~~ Peso específico del agua a temperatura ambiente

σ = Coeficiente de Thomas

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO MECÁNICO

4.1. ÁLabe DEL ROTOR

4.1.1. VOLUMEN Y CENTRO DE GRAVEDAD DE CADA ÁLabe

El volumen se lo estima multiplicando el área media entre dos direcciones consecutivas por la distancia entre dichas secciones, así:

$$V_1 = \frac{A_c + A_1}{2} \left(\frac{D_1}{2} - \frac{D_c}{2} \right) \quad (89)$$

El volumen total del alabe es:

$$V_T = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5 \quad (90)$$

De aquí se puede notar que el centro de gravedad del alabe se encuentra entre las secciones II y III, más cerca de la II que de la III.

Por ser el material de alabe homogéneo, el centro de gravedad (CG), está localizado a una distancia donde el volumen a ambos lados del alabe sea igual, es decir, a cada lado debe haber $V_T / 2$.

4.1.2. CENTRO DE PRESIÓN

Se supone que si se cierran completamente los alabes del rotor (situación más crítica), existiendo agua en el tubo de presión, la distribución de presión es uniforme en

todos los álabes, por lo tanto, el centro de presión se encuentra en el centro geométrico de los álabes.

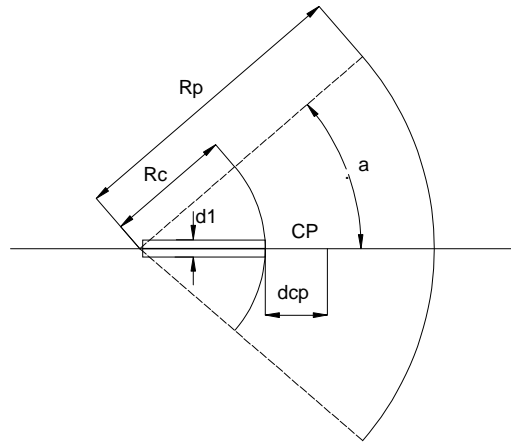


Figura 4. 1. Centro de presiones del álabe

$\alpha = 60^\circ$, ya que es la mitad del ángulo abarcado por cada álabe y en total son tres en el rotor.

La distancia de la base del álabe al centro de presiones es [1]:

$$d_{cp} = \sqrt{\frac{(Rp^2 + Rc^2)}{2}} - Rc \quad (90.a)$$

4.1.3. CARGA SOBRE LOS ÁLABES DEL ROTOR

4.1.3.1. FUERZA DINÁMICA (P)

Si suponemos que los álabes del rotor se cierran bruscamente, y que la presión por el cierre brusco sube al 150% de su valor original, tenemos para los álabes completamente cerrados [1]:

$$P = 1,5kn * p * A = 1,5 * kn * \gamma * H * \frac{\pi * (Dp^2 - Dc^2)}{4 * Ndealabes} \quad (91)$$

Donde:

Kn; coeficiente debido al número de alabes, su valor se toma de la tabla

4.1.

p ; Presión de la columna de agua.

A; área de la zona de acción de los alabes del rotor.

Tabla IV: 1.Coeficiente de Fuerza Axial

| Número de alabes | Valores de Kn |
|------------------|---------------|
| 3 | 0,83 |
| 4 | 0,85 |
| 5 | 0,87 |
| 6 | 0,9 |
| 7 | 0,93 |

4.1.3.2. FUERZAS CENTRÍFUGAS (F_c) [6]

$$F_c = \frac{\gamma_{materialselecto} * V_t}{g} * \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 (0,35 D p) \quad (92)$$

Donde:

$\gamma_{materialselecto}$: Peso específico del álabe (Kg/m^3)

VT: volumen del alabe en m^3

N: rpm en vacío del rotor

D_p : Diámetro de la periferia

4.1.3.3. PESO DEL ÁLABE (G)

$$G = \gamma_{\text{material}} \cdot V_t \quad (93)$$

4.1.3.4. MOMENTO TORSOR (M_t)

Es aquel que imprime al pivote para impedir que gire la pala debido a la acción del agua. Su valor está dado por [3].

$$M_t = \left((1200 \text{ a } 1500) \cdot H \cdot D_p^3 \right) \dots [\text{kg} \cdot \text{cm}] \quad (94)$$

4.1.4. SECCIÓN CRÍTICA DEL ÁLABE- PROPIEDADES

La sección más crítica es aquella donde se une el alabe con el pivote que hace girar, es decir, en la base del pivote.

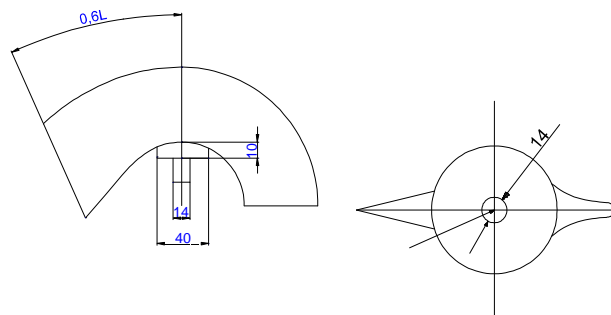


Figura 4. 2. . Sección crítica del rotor

Sus propiedades geométricas son:

- ✓ El centro de gravedad (CG) de los perfiles se encuentra a $0,4 \cdot L$ de su extremo frontal.
- ✓ Área: $A = \pi^2$
- ✓ Módulo resistente: $w = \frac{\pi D^3}{32}$

- ✓ Momento polar de inercia: $J = \frac{\pi D^4}{32}$

4.1.5. DETERMINACIÓN DE LOS ESFUERZOS, ÁLABE DEL ROTOR [1]

Consideraremos que la turbina será colocada a 30 grados respecto a la horizontal, ya que se forma constructiva así lo requiere. La posición en la que el alabe más cargado es la inferior (fig.4.3)

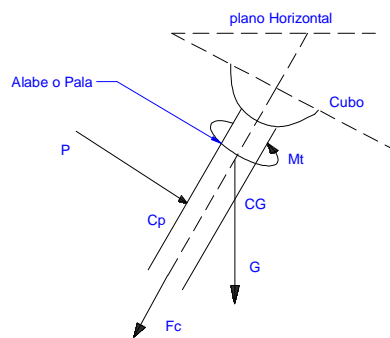


Figura 4. 3. Fuerzas en el álabes sección transversal

Donde:

Fc: Fuerzas centrífugas debido a que está el rodete en movimiento

G: Peso del alabe ubicado en el centro de gravedad CG

Mt: Momento torsor

No se considera la fatiga, ya que la única fuerza fluctuante (el peso G, figura 4.3) es muy pequeña en relación a las demás, por lo que no será tomada en cuenta.

4.1.5.1. ESFUERZO NORMAL (σ)

- ✓ Por tensión debido a Fc:

$$\sigma = \frac{Fc}{A} \quad (95)$$

✓ Por flexión debido a P:

$$\sigma_f = \frac{P * d_{cp}}{w} \quad (96)$$

✓ Esfuerzo total:

$$\sigma = \sigma_f + \sigma \quad (97)$$

4.1.5.2. **ESFUERZO CORTANTE (τ) [1]**

$$\tau = \frac{Mt}{J} \quad (98)$$

4.1.5.3. **ESFUERZO COMBINADO (ρ_{eq})**

Según la teoría de von Mises-Hencky, este es el esfuerzo máximo principal que no deberá ser mayor que el correspondiente al límite de fluencia del material empleado en la construcción del alabe.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)} \quad (99)$$

4.1.5.4. **FACTOR DE SEGURIDAD (FS)**

El límite de fluencia del bronce es S_y del material escogido en kg/mm^2 . El coeficiente de seguridad viene dado por:

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} \quad (100)$$

Se considera aceptable si F_s es mayor de uno, ya que el álabe además está sometido a desgaste. Además, se debe tener en cuenta, que se ha supuesto que las solicitudes máximas descritas ocurren simultáneamente, cosa que no es todo cierta.

4.2. EJE DE TURBINA

4.2.1. GEOMETRÍA Y PESO DEL CUBO DEL ROTOR

La parte del cubo que aloja y permite el giro de los alabes tiene forma esférica, cuyas dimensiones se calculan de la siguiente manera.

Si θ' es el ángulo de abarcamiento del alabe en la sección del cubo, entonces:

$$\theta' = \frac{360 * l_c}{\pi * D_c} \dots\dots\dots [\text{grados}] \quad (101)$$

Donde:

L_c : longitud del alabe en la sección del cubo

D_c : diámetro del cubo

De la figura 23 se obtiene:

$$h' = 2 * R_c * \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (102)$$

Donde h' : longitud transversal que el álabe abarca en el cubo

La inclinación de los alabes para el máximo flujo fue calculada, y es, para la sección del cubo:

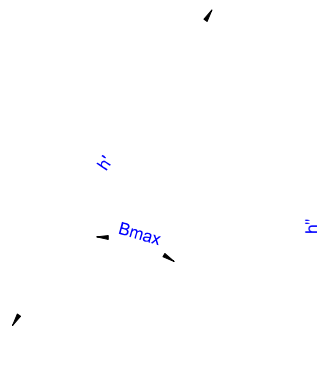


Figura 4. 4. Inclinación de álabe del rotor

Si h'' es la longitud del cubo paralela a la línea recta que pasa por los dos extremos de la sección del alabe en el cubo, se obtiene a partir de la figura 4.6:

$$h'' = h' \cdot \cos \beta_{\max} \quad (103)$$

El ángulo que abarca el alabe en este caso es:

$$\theta = 2 \cdot \arcsen\left[\frac{h''}{2 \cdot R_c}\right] \quad (104)$$

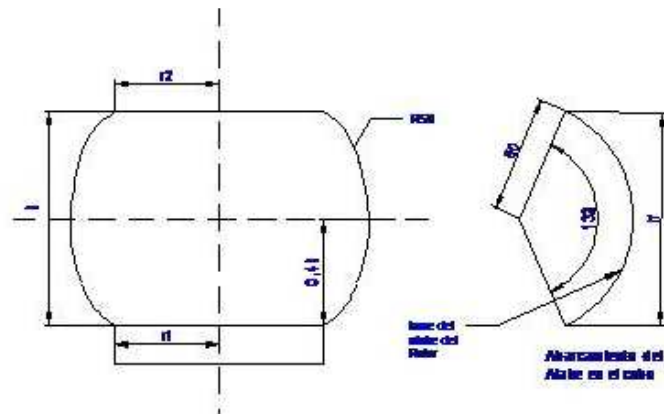


Figura 4. 5. Cubo del rotor

De la figura 4,4 se obtiene las siguientes expresiones:

$$5 \cdot \sin \psi = 0,4 \cdot h \quad (105)$$

$$5 \cdot \sin(\theta - \psi) = 0,6 \cdot h \quad (106)$$

Para calcular el peso del cubo, se ha asumido que se trata de una esfera de bronce completamente llena, ya que se debe tener en cuenta que en su interior se encuentra los mecanismos de regulación, además de la nariz en forma de ojiva que se halla en la parte inferior del cubo. Así el peso del cubo, G_c , es:

$$G_c = \frac{4}{3} \pi \left(\frac{D_c}{2} \right)^3 \gamma_{seleccionad} \quad (107)$$

El peso total del rotor es:

$$G_r = N - de - alabe * G + G_c \quad (108)$$

Donde G es el peso de cada uno de los tres alabes del rotor

4.2.2 DISEÑO DEL EJE

El esquema del eje en el cual se muestran las cargas sería:

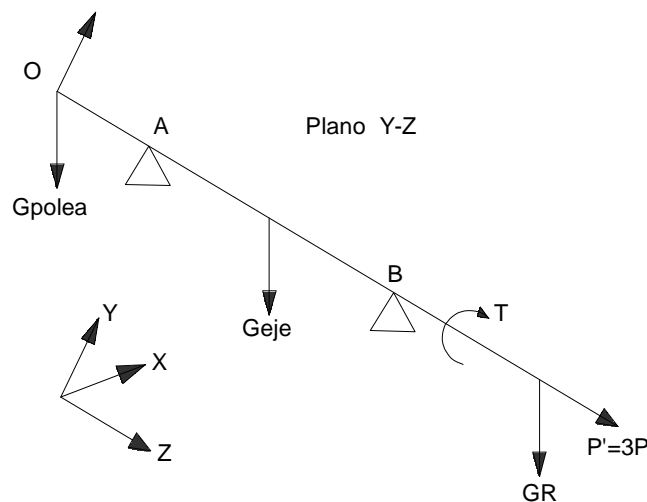


Figura 4. 6. Disposición de Cargas en el eje principal

Donde en los planos principales sería:

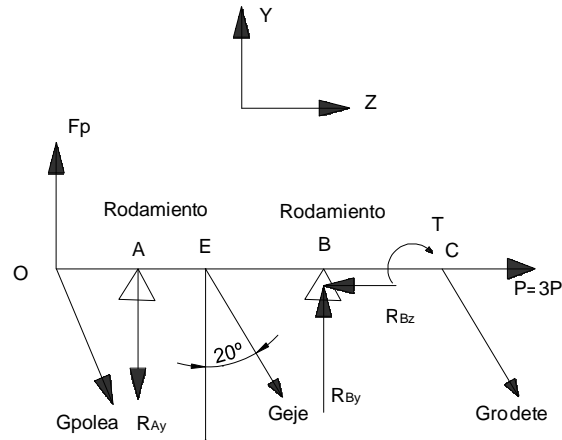


Figura 4.7. Diagrama de fuerzas en el plano Y-Z

Donde el eje de la turbina se recomienda que sea hueco, ya que por el interior se debe acoplar el mecanismo de regulación del rotor.

$$G_{eje} = \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2) * L * \gamma_{seleccionado} \quad (108.a)$$

4.2.2.1 ESFUERZO CORTANTE DEBIDO A LA TORSIÓN [7]

Dadas las dimensiones y material para el eje, se tiene:

$$\tau = \frac{16 * T_{max} * D}{\pi * (D^4 - d^4)} \quad (108.b)$$

Donde:

T_{max} : momento torsor máximo

4.2.2.2 ESFUERZO NORMAL DEBIDO A LAS FUERZAS AXIALES

$$F_{at} = R_{BZ} = (G_{polea} + G_{eje} + Gr) * \sin(\theta) + P * Z$$

Donde:

F_{at} : Fuerza axial total

G_{polea} : peso de la polea que acopla al freno, se asume

P: Fuerza sobre el rodete

Z: Número de álabes

El esfuerzo axial (normal) es:

$$\sigma_a = \frac{F_{at}}{\frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2)} \quad (108.c)$$

4.2.2.3 DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO

FLECTOR

En el plano Y-Z

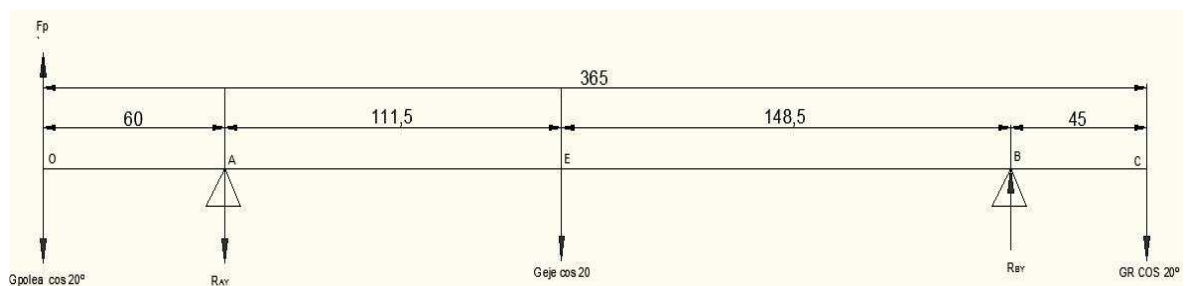


Figura 4. 8. Fuerzas y reacciones en el plano Y-Z

La fuerza que ejerce la banda sobre la polea es:

$$Fp = \frac{T_{\max}}{D_{\text{polea}}} \quad (108.d)$$

Donde:

D_{polea} : diámetro de la polea que acopla al freno.

T_{\max} : Momento torsor máximo

A continuación hay que determinar los valores de las reacciones en los apoyos del eje, además graficar los diagramas de Fuerza cortante y momento flector para determinar los puntos críticos a estudiarse.

Donde los esfuerzos normales a flexión esta dado por:

$$\sigma_f = \frac{M_B}{W} = \frac{M_B}{\frac{\pi(D^4 - d^4)}{32 * D}} \quad (108.e)$$

4.2.2.4 ANÁLISIS DE RESITENCIA Y FACTOR DE SEGURIDAD [7]

Según la teoría de Von Mises-Hencky y mediante a la aplicación de la teoría a fatiga para cargas combinadas, se tiene:

- ✓ Esfuerzo fluctuante con inversión completa, amplitud normal
- ✓ Esfuerzo cortante, que es esfuerzo cortante medio.

El esfuerzo equivalente amplitud aplicado a este caso es:

$$\sigma_a = \sqrt{(\sigma^2)} = \sigma \quad (108.f)$$

Y el esfuerzo equivalente promedio:

$$\sigma_m = \sqrt{3 * \tau^2} = \sqrt{3} * \tau \quad (108.f)$$

De acuerdo al material seleccionado, con el valor de Su y con el esfuerzo de fluencia, se tiene para aplicar la teoría de fatiga de Goodman:

$$Se' = 0.5 Su \quad (108.g)$$

$$Se = Se' * Ka * Kb * Kc * Kd * Ke \quad (108.h)$$

Donde:

Ka: Factor de acabado superficial, Ka=0.8 maquinado

Kb: Factor de tamaño $1.189D^{-0.097}$

Kc: Factor de confiabilidad, para un 90%, Kc= 0.897

Kd: Factor de temperatura, aunque no es influyente, Kd= 1

Ke: Factor por concentración de tensiones, Ke=0.625, para canales chaveteros con dureza 150HBN

Por lo tanto el factor de seguridad FS según Soderberg, se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\frac{S_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_y} = \frac{1}{FS} \quad (108.g)$$

Donde si el factor de seguridad es mayor que uno es satisfactorio caso contrario no, pero por cuestiones de seguridad esta bien mencionar como recomendación que el valor del factor de seguridad sea siempre mayor de 1.5

4.3 CARCAZA [8]

Para el diseño de la carcaza se tiene que tomar en cuenta consideraciones para determinar la carga máxima a la que va a estar sujeta la misma, que es la carga estática de fluido, que para garantizar el diseño se amplificara la carga en un 50%, entonces:

$$P = 1.5 * \rho * g * H$$

Donde:

P: presión máxima interna permitida en la carcaza

ρ : Densidad del agua

g : Gravedad

H : Altura neta del fluido

Para la selección del espesor de la carcaza se utilizó las Normas ASME VIII sección 3:

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6 * P} + t_{\text{corrosión}}$$

Donde:

t : Espesor de pared, pulgadas.

R : Radio interno, pulgadas.

S : Valor del esfuerzo de material, lb/pulg.

E : Eficiencia de la junta.

$t_{\text{corrosión}}$: Es un valor fijado dependiendo las condiciones del tipo de agua a las que este previo a la operación de la turbina.

Bueno para este caso las condiciones de funcionamiento las consideraremos normales por lo tanto se estimará un espesor de 1mm por desgaste de corrosión.

Con el espesor encontrado se obtiene el esfuerzo al que esta sujeto la carcasa que esta dado por:

$$\sigma_1 = \frac{P * D}{2 * t}$$

Ahora para el cálculo del factor de seguridad esta dado por:

$$n = \frac{[\sigma_{\text{material}}]}{\sigma_1} \geq 1$$

Donde el valor de factor de seguridad encontrado es tomando en consideración la norma ASTM VIII división III, para la determinación de el espesor.

Tecnología del proceso de construcción de la carcasa.

En la mayoría de los casos se puede partir de tuberías ya conformadas, pero en el caso de que no exista de esas dimensiones se puede fabricar a partir de laminas ó planchas metálicas, la geometría se divide en tres secciones las cuales son cortadas mediante oxicorte, luego son baroladas en prensas y soldadas.

Posteriormente son rectificadas y montadas en los tornos para corregir imperfecciones durante su construcción y luego de cual se puede continuar con los procesos de ensamblado de las partes que conforma la turbina.

4.4 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS [9]

A continuación se muestra un esquema de posicionamiento de los rodamientos de la turbina.

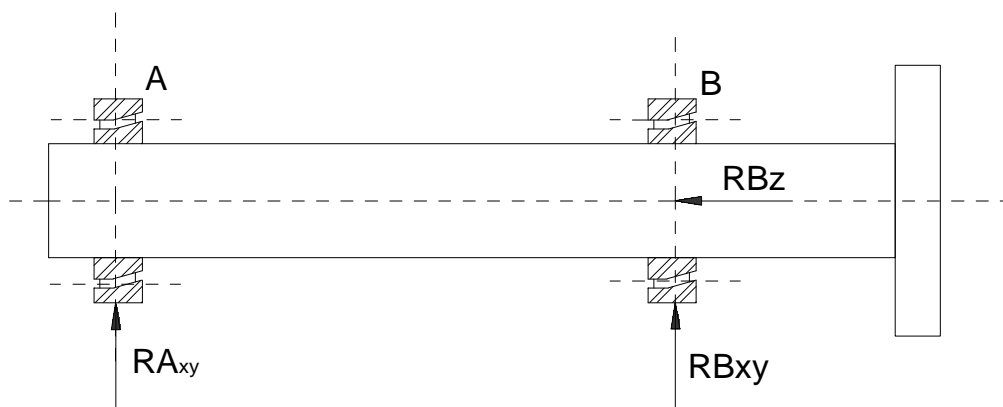


Figura 4. 9. Esquema de rodamientos el eje de turbina

Con los valores de las reacciones en los dos planos, se determina la resultante de las reacciones de los dos planos mediante la siguiente formula:

$$R_{Axy} = \sqrt{(R_{AX}^2 + R_{AY}^2)}$$

$$R_{Bxy} = \sqrt{(R_{Bx}^2 + R_{By}^2)}$$

El número de vida de los rodamientos, L_h , si consideramos trabajar 24 horas durante 4 años, lo cual nos da 35040 horas

Y con el número de revoluciones a las que trabaja la turbina se determina el L_n .

Con estos valores queda listo para la selección de los rodamientos de acuerdo a los catálogos comerciales.

CAPÍTULO V

5. ELABORACIÓN DEL SOFTWARE

5.1 INTRODUCCIÓN.

El presente capítulo tiene como objetivo mostrar una perspectiva clara del sistema propuesto y de las metas y objetivos que cumple en base a la problemática actual. Éste capítulo hace énfasis en el análisis los escenarios problemáticos, los métodos de cálculos empleados, el paradigma de programación seleccionado, las metas de diseño, la arquitectura del sistema; entre otros.

5.2 PRESENTACIÓN DEL SISTEMA.

5.2.1 ANÁLISIS DE LA PROBLEMÁTICA

La política del Gobierno ecuatoriano en este sector es la de garantizar el abastecimiento permanente de la energía eléctrica, en las mejores condiciones de calidad y a los menores costos posibles de producción y tarifa, promoviendo el desarrollo de la hidroelectricidad, la energía renovable y la eficiencia energética.

El sector eléctrico ecuatoriano comprende la generación, distribución, transporte y consumo, de energía eléctrica. El subsector de generación eléctrica, con tecnologías limpias - como es la generación hidroeléctrica - es muy importante en Ecuador.

Según el Consejo Nacional de Electrificación en su publicación sobre las Estadísticas 2008, el suministro de hidroelectricidad ha crecido en Ecuador, en promedio en 6,9% en los últimos cinco años. Este crecimiento, si bien es superior al de la economía en su

conjunto - 4,5% en el mismo período -, está por debajo del verdadero potencial que tiene el país, si se realizan las inversiones necesarias y se aprovecha su potencial hídrico.

El total generado en 2008 es aproximadamente, 19.000 GWh, según el CONELEC. La energía producida por las centrales hidroeléctricas es de 11.600 GWh (61%), térmicas MCI 2.800 GWh (15%), térmicas turbo gas 1.570 GWh (8%), térmicas turbo vapor 2.300 GWh (12%), eólica 1,4 GWh (0,01%), solar 0,021 GWh y la energía producto de la importación desde Colombia es 260 GWh (1,3%).

Existe, para la importación de energía desde Colombia y Perú, un sistema de interconexión; con Colombia, se realiza a través de las líneas de transmisión Tulcán - Ipiiales a 138 kV y Pomasqui - Jamondino a 230 kV. La interconexión con Perú se realiza mediante la línea de transmisión Machala-Zorritos, de acuerdo a la información publicada por la Empresa de Transmisión de Energía- TRANSELECTRIC.

En el año 2008 el total de centrales de generación sumaron 211, de las cuales 88 están conectadas al Sistema Nacional Interconectado (SNI) y 123 se encuentran aisladas y corresponden a empresas auto generadoras.

Un objetivo prioritario del Gobierno Nacional es cambiar la matriz de generación energética del Ecuador. Los proyectos hidroeléctricos potenciales reemplazarían la importación de electricidad realizada desde Colombia, y la generación que se obtiene por medios termoeléctricos que son costosos y generan alto impacto ambiental, como se establece por parte del Ministerio de Electricidad y Energía Renovable – MEER, en la publicación de la Matriz Energética.

La capacidad energética nominal instalada del País (2008) es 4800 MV y la capacidad energética efectiva es 4354 MV, con la siguiente composición: hidráulica 2030.68 MV (46.62%); térmica 2082.72 MV (47.81%), e importación 240 MV (5.51%).

El precio medio total por la venta de energía generada en el Mercado Eléctrico Mayorista (MEM) es de USD 4,87 centavo/kWh, al 2008; mientras, el costo de energía para distribución es de 8,53 centavo/kWh.

En países como el nuestro, la naturaleza pone a nuestra disposición el aprovechamiento de la energía hidroeléctrica para proveer de electricidad a los todos hogares, industrias e iluminación en general, vitales para cualquier sociedad moderna. Gracias a ésta energía se desarrollan pilares fundamentales para cualquier país como la producción, economía, trabajo, entre muchos otros, con connotaciones importantes. Por tales motivos, las plantas generadoras de energía hidroeléctrica juegan un papel preponderante en el desarrollo de los pueblos.

El órgano fundamental dentro una Central Hidroeléctrica es la turbina, encargada de aprovechar la energía del agua que pasa a través de ella para producir un movimiento de rotación que, transferido mediante un eje, mueve directamente un generador que transforma la energía mecánica en eléctrica. Dentro de éste contexto, el diseño de las turbinas hidráulicas es un tema especialmente vital para el buen desenvolvimiento de la planta.

5.2.2 DESCRIPCIÓN.

El Sistema de Diseño y Soporte de Micro Centrales Hidroeléctricas *microLORF* es una herramienta confiable para el soporte, guía, información y diseño de Turbinas

Hidráulicas de micro centrales hidroeléctricas. Mediante la utilización del sistema *microLORF* se agilizarán las tareas de diseño, selección del tipo de turbina en base a parámetros ingresados por el usuario, cálculos, visualización de planos, entre otros.

5.2.3 FUNCIONES PRINCIPALES.

- ✓ *Selección inicial del Tipo de Turbina:* En función a los parámetros de Altura y Caudal, el sistema nos informará acerca del tipo de turbina más adecuado: Pelton, Michell – Banki, Axial, mediante un monograma en anexo.
- ✓ *Confirmación del Tipo de Turbina:* Con parámetros más específicos como son: Número de revoluciones de la turbina, Tipo de transmisión, Eficiencias, Relación de transmisión; es posible verificar con certeza el tipo de turbina idónea para el proyecto en estudio. Con verificaciones de sus velocidades específicas.
- ✓ *Cálculos Ágiles y Precisos de Variables:* A través del sistema se podrán realizar cálculos de variables como: Cinética del rodete, geometría del rodete, inyector y ejes, cálculo de esfuerzos sobre los elementos principales; así como definir el tipo de material que se emplean en su construcción.
- ✓ *Visualizar Resultados:* El software es capaz de visualizar e imprimir los parámetros de diseño elegidos, resultados obtenidos mediante reportes para el correspondiente informe.

- ✓ *Interacción con otras aplicaciones:* Se ha adaptado al sistema la manera de poder abrir aplicaciones necesarias para su desarrollo, tales como: convertidor de unidades, calculadora, aplicación de costos.
- ✓ *Grabar y abrir información acerca del proyecto en general:* Como en toda aplicación de Windows es necesario salvar la información para poder hacer revisiones o modificaciones.

5.3 MODELO DE PROGRAMACIÓN.

5.3.1 PROGRAMACIÓN ORIENTADA A EVENTOS.

Para la construcción del Sistema de Soporte y Diseño de Micro Centrales Hidroeléctricas se ha optado por un modelo de programación visual con un estilo de programación enfocado a eventos, donde la estructura como la ejecución de los programas van determinados por los sucesos que el usuario provoque sobre el sistema. Con el uso de éste enfoque y gracias a las características del lenguaje de programación seleccionado, Visual Studio.NET; se ha logrado construir una herramienta visual que permite una interacción con el usuario enormemente mejorada, permitiendo la implementación de interfaces enriquecidas, interactivas, intuitivas y de fácil manejo; que agilizan el trabajo del usuario, mejorando notablemente su productividad en las tareas de diseño.

Gracias a la exitosa conjugación del paradigma de programación enfocado a eventos y un lenguaje de alto nivel como el Visual Studio.NET; se ha logrado construir una

herramienta fiable, útil, amigable y de grandes beneficios para el soporte y diseño de turbinas hidráulicas; con base sustentable en los principios y conocimientos de la Ingeniería Mecánica.

5.3.2 VISIÓN.

Posterior a la implantación del **El Sistema de Diseño y Soporte de Micro Centrales Hidroeléctricas *microLORF***, las instituciones contarán con una herramienta visual fiable, útil y amigable que agilizará las tareas de diseño, evaluación y construcción de Turbinas Hidráulicas, ayudando mayormente a la construcción de micro centrales hidroeléctricas, fortaleciendo la imagen de modernización, prestigio institucional y aportando al desarrollo del país.

5.3.3 ARQUITECTURA DEL SISTEMA.

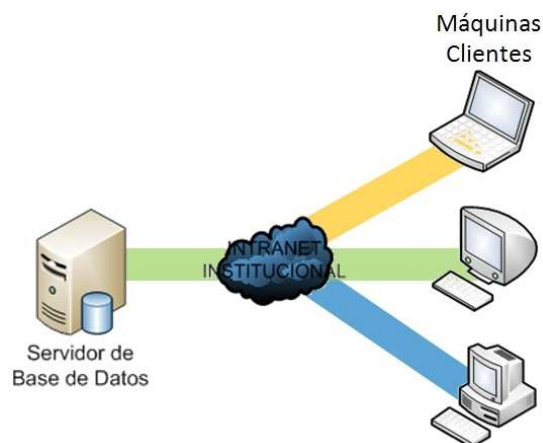


Figura 5. 1. . Arquitectura del Sistema

MicroLORF trabaja bajo una conexión a un servidor de base de datos (inicialmente configurada) en donde permite guardar la información y restablecerla, así como

almacenar listados de variables. Adicionalmente la necesidad de trabajar con una base de datos es simplemente porque *microLORF* además de plasmar una idea de soporte sobre las características principales de la turbina, éste desarrolla en su totalidad el diseño de las obras civiles para la micro central. La base de datos es manejada en la plataforma de Microsoft SQL Server, que deberá ser instalada sobre las máquinas clientes.

5.4 INTRODUCCIÓN A SQL Server 2000. [10] [11] [12]

SQL Server 2000 es un sistema de gestión de bases de datos relacionales (SGDBR o RDBMS: Relational Database Management System) diseñado para trabajar con grandes cantidades de información y con la capacidad de cumplir con los requerimientos de proceso de información para aplicaciones comerciales y sitios Web.

Ofrece el soporte de información para las tradicionales aplicaciones Cliente/ Servidor, las cuales están conformadas por una interfaz a través de la cual los clientes acceden a los datos por medio de una LAN.

La hoy emergente plataforma .NET exige un gran porcentaje de distribución de recursos, desconexión a los servidores de datos y un entorno descentralizado, para ello sus clientes deben ser livianos, tales como los navegadores de Internet, los cuales accederán a los datos por medio de servicios como el Internet Information Services (IIS).

SQL Server 2000 está diseñado para trabajar con dos tipos de bases de datos:

- ✓ OLTP (OnLine Transaction Processing): Son bases de datos caracterizadas por mantener una gran cantidad de usuarios conectados concurrentemente realizando

ingreso y/o modificación de datos. Por ejemplo: entrada de pedidos en línea, inventario, contabilidad o facturación.

- ✓ OLAP (OnLine Analytical Processing): Son bases de datos que almacenan grandes cantidades de datos que sirven para la toma de decisiones, como por ejemplo las aplicaciones de análisis de ventas.

SQL Server puede ejecutarse sobre redes basadas en Windows Server así como sistema de base de datos de escritorio en máquinas Windows NT Workstation, Windows Millenium y Windows 98.

Los entornos Cliente / Servidor están implementados de tal forma que la información se guarde de forma centralizada en un computador central (servidor), siendo el servidor responsable del mantenimiento de la relación entre los datos, asegurarse del correcto almacenamiento de los datos, establecer restricciones que controlen la integridad de datos, etc.

En una base de datos relacional, los datos están organizados en tablas (llamadas relaciones en la teoría relacional). Una tabla representa una clase de objeto que tiene importancia para una organización. Por ejemplo, se puede tener una base de datos con una tabla para empleados, otra para clientes y otra para productos del almacén. Las tablas están compuestas de columnas y filas (atributos y duplas en la teoría relacional).

Al organizar los datos en tablas, se pueden encontrar varias formas de definirlos. La teoría de las bases de datos relacionales define un proceso, la normalización, que asegura que el conjunto de tablas definido organizará los datos de manera eficaz.

5.4.1 BASES DE DATOS DE SQL SERVER.

SQL Server soporta bases de datos del sistema y bases de datos del usuario. Las bases de datos del sistema almacenan información que permite operar y administrar el sistema, mientras que las de usuario almacenan los datos requeridos por las operaciones del cliente.

Las bases de datos del sistema son:

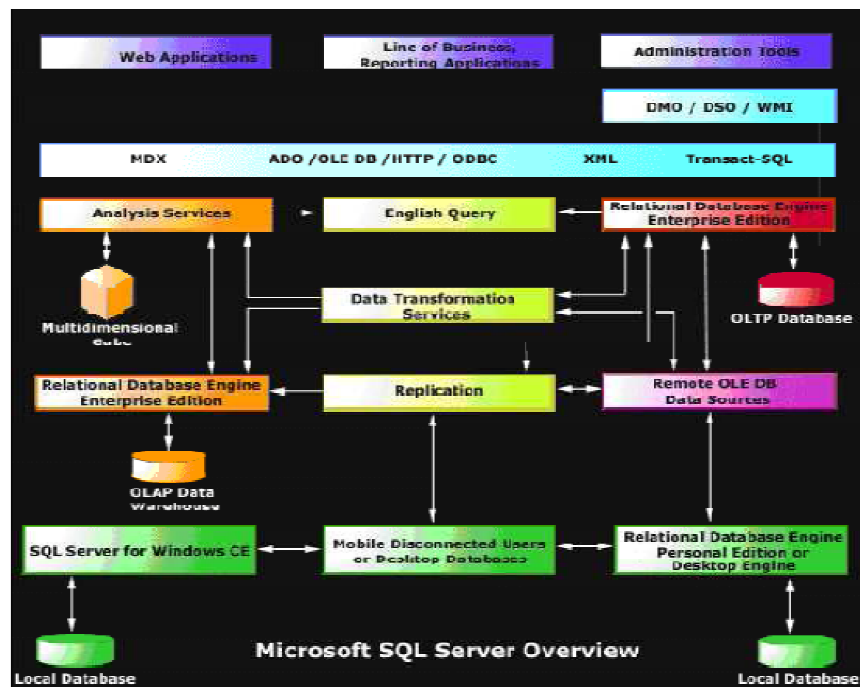


Figura 5. 2. Componentes de SQL Server

5.4.2 OBJETOS DE UNA BASE DE DATOS.

Las Tablas son objetos de la base de datos que contienen la información de los usuarios; estos datos están organizados en filas y columnas, de manera similar a la de una hoja de cálculo. Cada columna representa un dato aislado y en bruto que por sí solo no brinda

información, por lo tanto estas columnas se deben agrupar y formar una fila para obtener conocimiento acerca del objeto tratado en la tabla.

Una Vista es un objeto definido por una consulta. Similar a tabla, la vista muestra un conjunto de columnas y filas de datos con un nombre, sin embargo, en la vista no existen datos, estos son obtenidos desde las tablas subyacentes a la consulta. De esta forma si la información cambia en las tablas, estos cambios también serán observados desde la vista. Fundamental emplean para mostrar la información relevante para el usuario y ocultar la complejidad de las consultas.

Los Tipos de datos especifican qué tipo de valores son permitidos en cada una de las columnas que conforman la estructura de la fila. Por ejemplo, si se desea almacenar precios de productos en una columna se debería especificar que el tipo de datos sea *money*, si se desea almacenar nombres se debe escoger un tipo de dato que permita almacenar información de tipo carácter.

SQL Server nos ofrece un conjunto de tipos de datos predefinidos, pero también existe la posibilidad de definir tipos de datos de usuario.

5.4.3 INTRODUCCIÓN A Transact-SQL. [12]

Transact-SQL es fundamental para trabajar con Microsoft® SQL Server™. Todas las aplicaciones que se comunican con SQL Server lo hacen enviando instrucciones Transact-SQL al servidor, independientemente de la interfaz de usuario de la aplicación.

Transact-SQL se genera desde muchas clases de aplicaciones, como son las siguientes:

- ✓ Aplicaciones generales de productividad en oficinas.
- ✓ Aplicaciones que utilizan una interfaz gráfica de usuario (GUI) para permitir al usuario seleccionar las tablas y columnas cuyos datos desea ver.

- ✓ Aplicaciones que utilizan instrucciones del lenguaje general para determinar los datos que el usuario desea ver.
- ✓ Aplicaciones de la línea de negocios que almacenan sus datos en bases de datos SQL Server. Estas aplicaciones pueden provenir de otros proveedores o se pueden haber escrito internamente.
- ✓ Secuencias de comandos Transact-SQL que se ejecutan con herramientas tales como o SQL.
- ✓ Aplicaciones creadas con sistemas de desarrollo tales como Microsoft Visual C++®, Microsoft Visual Basic® o Microsoft Visual J++®, y que utilizan interfaces de programación de aplicaciones (API) de base de datos tales como ADO, OLE DB y ODBC.
- ✓ Páginas Web que extraen datos de bases de datos SQL Server.
- ✓ Sistemas de bases de datos distribuidos desde los que se duplican datos SQL Server en varias bases de datos o se ejecutan consultas distribuidas.
- ✓ Almacenes de datos en los que los datos se extraen de los sistemas de procesamiento de transacciones en línea (OLTP) y se resumen para el análisis dirigido a la toma de decisiones.

5.5 NET Framework.

5.5.1 INTRODUCCIÓN.

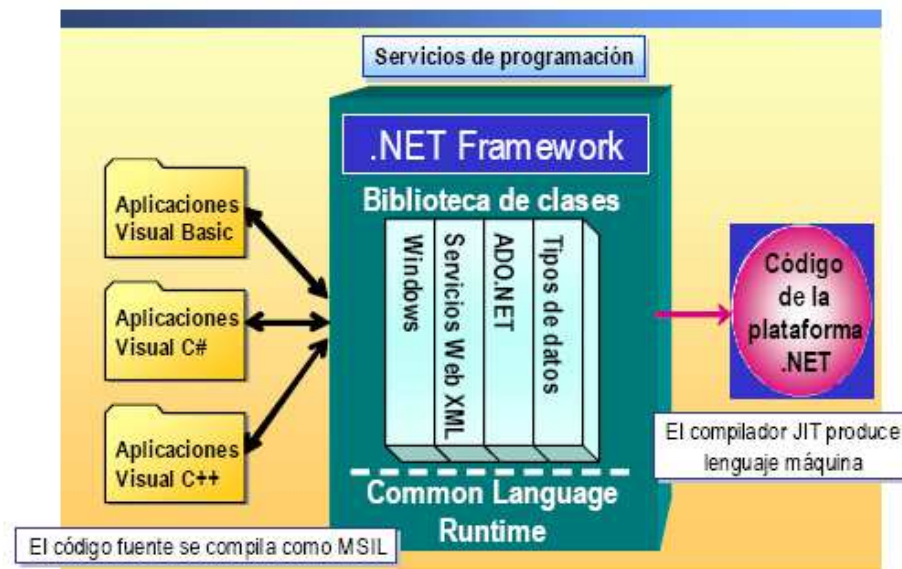


Figura 5. 3. Como funciona el .NET Framework.

El .NET Framework es un conjunto de servicios de programación diseñados para simplificar el desarrollo de aplicaciones sobre el entorno distribuido de Internet. El .NET Framework tiene dos componentes principales: el Common Language Runtime y la biblioteca de clases.

5.5.2 INTERACCIÓN DE LAS APLICACIONES CON .NET Framework.

Cuando creamos una nueva aplicación Windows en Visual Basic .NET, se nos proporciona un código inicial que incluye el espacio de nombres **System.Windows.Forms** y la clase **Form**. Con esta clase, podemos crear fácilmente ventanas, botones, menús, barras de herramientas y otros elementos de pantalla.

Cuando compilamos la aplicación, el código se traduce al lenguaje común del entorno de ejecución, Microsoft Intermediate Language (MSIL). Una vez la aplicación se ha compilado, el entorno de ejecución gestiona su ejecución.

El entorno de ejecución incluye una característica denominada compilación *just-in-time* (JIT), que traduce código MSIL al lenguaje máquina del sistema en el que la aplicación se ejecutará. Cuando un dispositivo cliente con la plataforma .NET lanza la aplicación en Visual Basic .NET, se ejecuta en el lenguaje máquina del sistema cliente y puede integrarse totalmente e interactuar con otras aplicaciones y servicios basados en .NET independientemente del lenguaje en el que hayan sido desarrollados.

5.5.3 TÉRMINOS Y DEFINICIONES.

Para entender cómo funciona el .NET Framework, debemos estar familiarizados con la siguiente terminología:

✓ *Clase:*

Una *clase* es una entidad de programación con nombre que consta de un conjunto común de métodos, propiedades y atributos. Por ejemplo, **Form** es una de las clases del espacio de nombres **System.Windows.Forms** que se utiliza para crear formularios Windows Forms.

✓ *Espacio de nombres:*

Un *espacio de nombres* identifica una colección de clases relacionadas y/u otros espacios de nombres del .NET Framework. Algunos ejemplos de espacios de nombres incluyen:

- **System**
- **System.Windows.Forms**

✓ ***Biblioteca de clases:***

La *biblioteca de clases* es una colección completa orientada a objetos de clases reutilizables y organizadas en espacios de nombres jerárquicos en base a su funcionalidad. Podemos utilizar la biblioteca de clases para desarrollar aplicaciones que abarcan desde las aplicaciones clientes tradicionales hasta las aplicaciones basadas en las últimas innovaciones proporcionadas por ASP.NET y los servicios Web XML.

✓ ***Common Language Runtime:***

El *Common Language Runtime* es la base del .NET Framework. En el entorno .NET, los programadores desarrollan aplicaciones en el lenguaje compatible con .NET que elijan; el código se compila en MSIL, y el entorno de ejecución gestiona y ejecuta el código compilado.

Además de los lenguajes de Microsoft como Visual Basic, Microsoft Visual C#™, Microsoft Visual C++® y Microsoft JScript®, otros lenguajes, incluyendo Perl, Smalltalk y Eiffel, han sido modificados para que sean compatibles con la plataforma .NET.

5.6 VISUAL STUDIO .NET. [13]

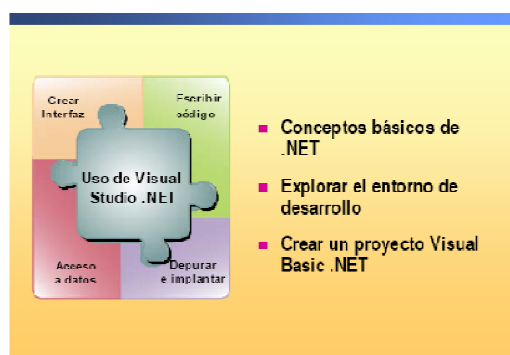


Figura 5. 4. Descripción general de Visual Studio .NET

5.6.1 INTRODUCCIÓN.

Visual Studio .NET es un entorno de desarrollo integrado que nos ayuda a diseñar, desarrollar, depurar e implantar con rapidez soluciones basadas en el .NET Framework. Podemos acceder a un conjunto común de herramientas, diseñadores y editores desde cualquiera de los lenguajes de programación de Visual Studio .NET. Podemos crear aplicaciones Windows Forms y Web Forms que integren datos y lógica de negocio.



Figura 5. 5. Entorno de Visual Studio .NET

5.6.2 DEFINICIONES.

Visual Studio .NET incluye las características de programación que se describen en la siguiente tabla:

Tabla 5. 1 Descripción de Visual Studio Net

| Característica | Descripción |
|-------------------------------------|---|
| Diseñador de Windows Forms | Una superficie de diseño gráfico que permite crear rápidamente el interfaz de usuario de una aplicación. Podemos arrastrar o dibujar controles sobre esta superficie. |
| Herramientas para Windows Forms | Se proporciona un Diseñador de Windows Forms, una plantilla <i>Aplicación Windows</i> , referencias de proyectos básicos y código de inicio como ayuda para crear aplicaciones Windows Forms estándares. |
| Herramientas para Web Forms | Se proporciona un Diseñador de Web Forms, una plantilla <i>Aplicación Web ASP.NET</i> , referencias de proyectos básicos y código de inicio como ayuda para crear aplicaciones Web Forms en las que el interfaz de usuario principal es un navegador. |
| Herramientas para servicios Web XML | Se proporciona una plantilla <i>Servicios Web ASP.NET</i> . Esta plantilla construye la estructura de un proyecto de aplicación Web en un servidor Web de desarrollo y un archivo de solución Visual Studio .NET en nuestro ordenador local. |
| Soporte de múltiples lenguajes | Todos los lenguajes de programación de la plataforma .NET, incluyendo Visual Basic .NET y Visual C#, están integrados en el entorno de desarrollo. |
| Acceso a datos | Componentes para crear aplicaciones que comparten datos, herramientas de bases de datos visuales para acceder a los datos y un robusto conjunto de clases de Microsoft ADO.NET facilitan el trabajo con todo tipo de datos. |
| Gestión de errores | Las herramientas de depuración con soporte multilenguaje nos ayudan a encontrar y solucionar errores de código, y podemos utilizar clases de excepciones estructuradas para incluir la gestión de errores en nuestra aplicación. |
| Asistentes | Los asistentes nos ayudan a completar rápidamente tareas comunes y quizás complejas. Cada página de un asistente nos ayuda a establecer opciones, configurar y personalizar proyectos. |

5.6.3 DESARROLLO DE UN PROYECTO EN VISUAL STUDIO .NET.

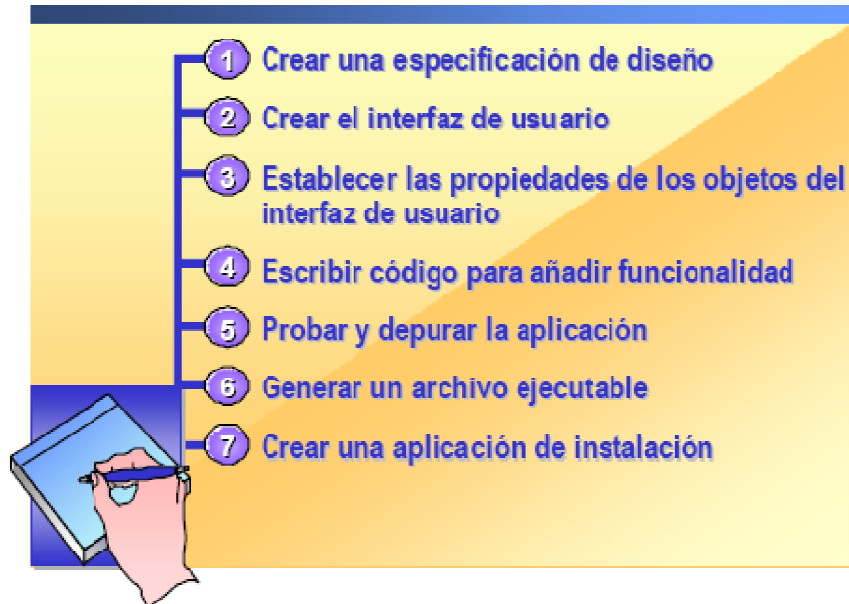


Figura 5. 6. Desarrollo de un proyecto en Visual Studio .NET.

Visual Basic .NET contiene todo lo necesario para crear nuestras propias aplicaciones para Windows, de principio a fin. Para crear el interfaz de usuario, ubicamos controles en un formulario desde el Cuadro de herramientas. A continuación, personalizamos los controles estableciendo propiedades. Seguidamente, definimos qué debería hacer nuestro programa escribiendo el código. Finalmente, podemos guardar, ejecutar y compilar nuestro programa para que otros también puedan utilizarlo.

Pasos básicos:

Crear una aplicación en Visual Basic .NET implica siete pasos básicos:

1. **Crear una especificación de diseño.** La especificación de diseño es el anteproyecto que utilizamos cuando creamos una aplicación. Es bueno tomarnos tiempo antes de escribir código para diseñar la aplicación que vamos a crear. Aunque Visual Basic .NET proporciona herramientas de ayuda para desarrollar una solución con

rapidez, tener una idea clara de las necesidades del usuario y el conjunto inicial de características nos ayudará a ser más eficaces en la labor de desarrollo. También nos ayudará a ahorrar tiempo al minimizar la posible reescritura de código debido a una pobre o inexistente especificación de diseño.

2. ***Crear el interfaz de usuario.*** Para crear el interfaz de nuestra aplicación, en primer lugar debemos ubicar controles y objetos en un formulario dibujándolos o pintándolos en el Diseñador de Windows Forms. Podemos observar otras aplicaciones, como Microsoft Excel o Microsoft Word, para obtener ideas sobre cómo diseñar el interfaz. Si necesitamos información sobre el diseño de interfaces, podemos consultar el libro *Microsoft Windows User Experience*, publicado por Microsoft Press®.

3. ***Establecer las propiedades de los objetos del interfaz de usuario.*** Después de añadir objetos a un formulario, podemos establecer sus propiedades en la ventana Propiedades o en el Editor de código.

4. ***Escribir código para añadir funcionalidad.*** Una vez hayamos establecido las propiedades iniciales del formulario y sus objetos, podemos añadir códigos que se ejecuten en respuesta a eventos. Los eventos ocurren cuando se realizan diferentes acciones sobre un control u objeto. Por ejemplo, el evento **Clic** de un botón tiene lugar cuando un usuario hace clic sobre él con el ratón. Para la mayoría de las aplicaciones, también necesitaremos escribir código para añadir lógica de negocio y para acceder a datos.

5. ***Probar y depurar la aplicación.*** Probar y depurar no es un paso que se haga una vez, sino algo que realizamos reiteradamente durante el proceso de desarrollo. Cada vez

que realizamos un cambio importante en alguno de los pasos 2, 3 y 4, se ejecutará una versión de depuración de la aplicación y nos aseguraremos de que funciona según lo esperado. Visual Basic .NET ofrece numerosas herramientas de depuración que podemos utilizar para encontrar y reparar errores de su aplicación.

6. **Generar un archivo ejecutable.** Una vez finalizado el proyecto, crearemos una versión *release* del proyecto y lo volveremos a probar y depurar. Esto compila los diversos archivos que constituyen el programa en un archivo ejecutable aislado denominado *ensamblado*.

7. **Crear una aplicación de instalación.** Para ejecutar nuestra aplicación, normalmente el usuario necesita otros archivos, como cualquier archivo DLL (*dynamic-link library*) que hayamos utilizado para crear nuestra aplicación. Visual Basic .NET proporciona el asistente de instalación (*Setup Wizard*), que automatiza la creación del programa de instalación y garantiza que el usuario tiene todos los archivos necesarios.

5.6.4 REQUERIMIENTOS DE HARDWARE.

5.6.4.1 REQUERIMIENTOS DE HARDWARE.

Para ejecutar este software se tiene que disponer de cierto hardware instalado en su equipo así como también en el equipo servidor. Entre los requisitos mínimos del sistema están los siguientes:

Servidor:

- PC con procesador Pentium III de 500 MHZ o superior.
- 512 MB de memoria RAM.

- 350 MB de espacio disponible en el disco duro.
- Tarjeta de Red Fast Ethernet 100Mbps (configurada para acceder a la red institucional).
- Unidad de CD-ROM o lector de formato DVD.
- Pantalla SVGA (**1024 x 768 pixeles**) o de mayor resolución, compatible con Microsoft Windows.
- Teclado y Mouse (ratón) u otro dispositivo de puntero.

Cliente:

- PC con procesador Pentium III de 300 MHZ o superior.
- 256 MB de memoria RAM.
- 100 MB de espacio disponible en el disco duro.
- Tarjeta de Red Fast Ethernet 100Mbps (configurada para acceder a la red institucional).
- Unidad de CD-ROM o lector de formato DVD.
- Pantalla SVGA (**1024 x 768 pixeles**) o de mayor resolución, compatible con Microsoft Windows.
- Teclado y Mouse (ratón) u otro dispositivo de puntero.

5.6.4.2 REQUERIMIENTOS DE SOFTWARE.

Para ejecutar este software tiene que disponer de cierto software mínimo instalado previamente en el equipo. Entre los requisitos del sistema están:

Servidor:

- Sistema Operativo Microsoft Windows XP Service Pack 2 o superior.

- Microsoft .NET Framework SDK v.2.0.

Ciente:

- Sistema Operativo Microsoft Windows XP Service Pack 2 o superior.
- Microsoft .NET Framework SDK v.2.0.
- Master Converter: Aplicativo de conversión de sistema de unidades.
- A.P.U.: Aplicativo para evaluación de costos civiles.
- SKF: Aplicativo de Selección de Rodamientos.
- Equipo de impresión.

5.7 MANUAL DE INSTALACIÓN.

5.7.1 INTRODUCCIÓN.

El manual de instalación sirve para brindar a los usuarios la manera explicativa cómo poner en funcionamiento la aplicación en su servidor, siguiendo secuencias necesarias para completar de instalar la aplicación *microLORF* y sus componentes auxiliares de funcionamiento.

Es así que se detalla a continuación la descripción de sus componentes.

A continuación se presenta una lista de programas necesarios para el correcto funcionamiento de la aplicación *microLORF*:

5.7.2 COMPONENTES DE INSTALACIÓN DE *microLORF*.

Contenido del CD:

- **Microsoft .NET Framework 2.0. (dotnetfx)**

Componente que permite la ejecución del sistema. Es un marco de trabajo que contiene las clases necesarias para ejecutar el sistema *microLORF*.

- **Master Converter. (Convertidor de Unidades.)**

Aplicación que permite realizar transformaciones de sistemas de unidades de diferentes magnitudes.

- **SKF.**

Aplicativo que permite selección de rodamientos dentro del aplicativo en el Diseño Mecánico de los ejes de las Turbinas.

- **SQLExpress.**

Archivo ejecutable que permite conexión del sistema *microLORF* con la base de datos para manejo de datos y curvas.

- ***microLORF*Installer.msi**

Corresponde al instalador del Sistema. Consiste en un archivo .msi o .exe que instala la herramienta en su ordenador.

- **How to Install *microLORF* !!!**

Un documento de extensión .txt, donde especifica el procedimiento a instalar el producto.

5.7.3 PROCESO DE INSTALACIÓN DE LOS COMPONENTES.

5.7.3.1 INSTALACIÓN DE Microsoft .NET Framework 2.0.



Figura 5. 7. Ventana de Microsoft.net

Hacer doble clic sobre el archivo ejecutable netfx.exe, aparecerá la pantalla de inicio de instalación, aceptar los términos de instalación (primera opción), entonces: (INSTALL>).



Figura 5. 8. Ventana de Microsoft.net

Cuando termine la instalación, clic en terminar, (FINISH).



Figura 5. 9. Ventana de Microsoft.net 3

Para adquirir el instalador del .NET Framework, puede conseguirlo en el siguiente link:

<http://www.microsoft.com/downloads/details.aspx?FamilyID=0856EACB-4362-4B0D-8EDD-AAB15C5E04F5&displaylang=en>

5.7.3.2 INSTALACIÓN DEL MASTER CONVERTER.

Hacer doble clic sobre el archivo ejecutable mc32.exe, aparecerá un cuadro de diálogo que indica que si desea buscar versiones anteriores del software en su equipo, es recomendable aceptar. (YES)

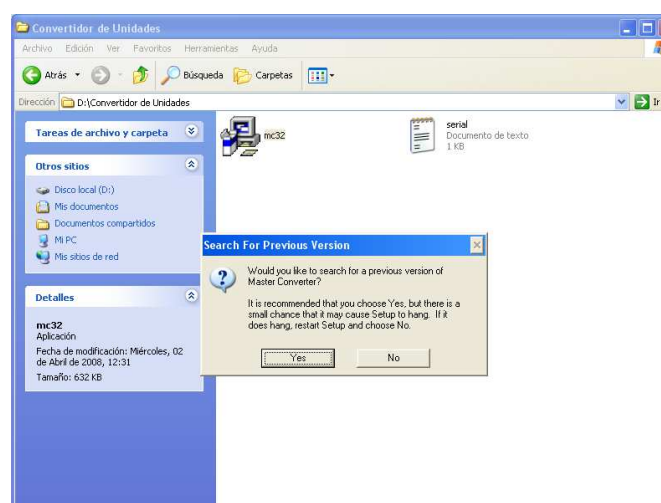


Figura 5. 10. Ventana de Microsoft.net 4

Entonces empezará a buscar componentes en su computador.

Aparecerá el cuadro de bienvenida a la instalación del Master converter, clic en siguiente. (NEXT)

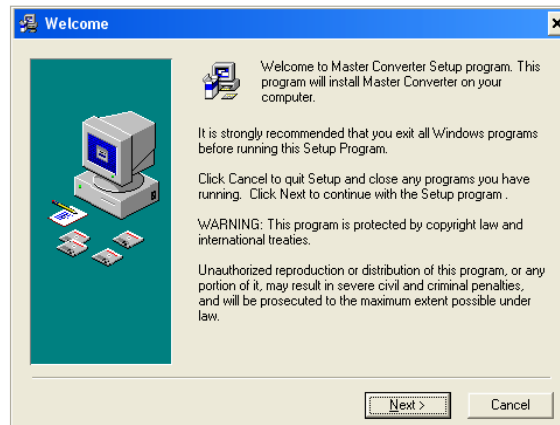


Figura 5. 11. Ventana de Microsoft.net 5

Posteriormente, se menciona el cuadro de dirección de instalación, por defecto en la unidad C:\...\Master Converter; (necesariamente), que debe ser aquella por la configuración del sistema microLORF, siguiente. (NEXT).

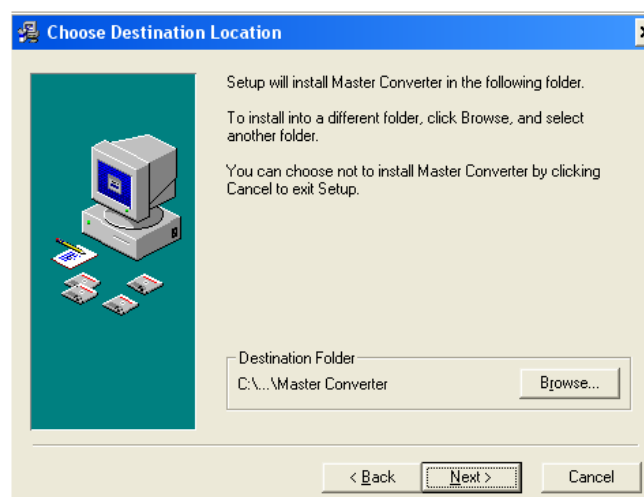


Figura 5. 12. Ventana de Microsoft.net 6

En la selección de componentes, igual, siguiente, (NEXT).

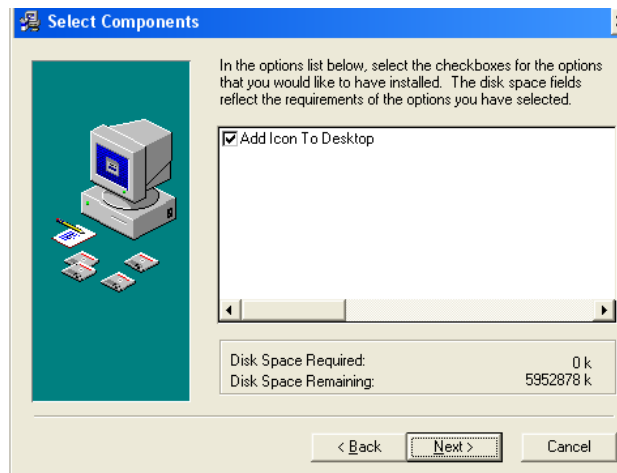


Figura 5. 13. Ventana de Microsoft.net 7

Entonces se da inicio a la instalación, (NEXT).

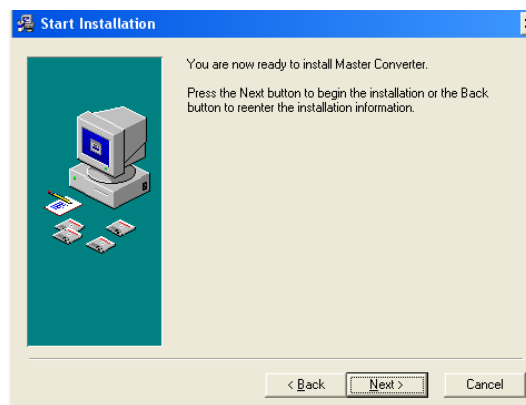


Figura 5. 14. Ventana de Microsoft.net8

Progreso de instalación.

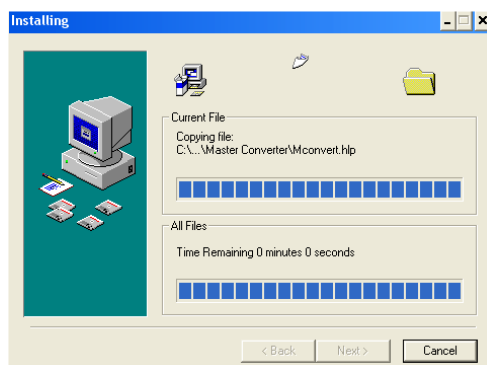


Figura 5. 15. Ventana de Microsoft.net 9

Culminación de instalación, clic en finalizar, (FINISH >)

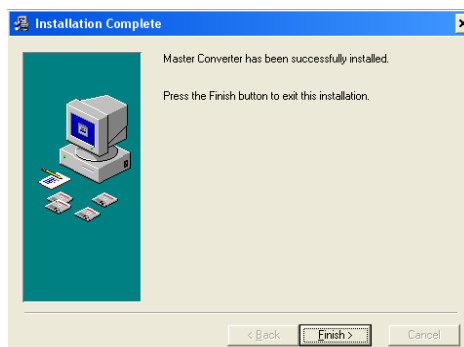


Figura 5. 16. Ventana de Microsoft.net 10

Al concluir la instalación del Master Converter, aparecerá el ícono correspondiente en el escritorio.



Figura 5. 17. Ventana de Microsoft.net 11

Hacer doble clic sobre el ícono, aparecerá un cuadro de diálogo de registro, que hay que llenar con un serial que se encuentra en un documento de texto adjunto en la carpeta de instalación del Master Converter. Clic en “Enter My Registration Code”.



Figura 5. 18. Ventana de Microsoft.net 12

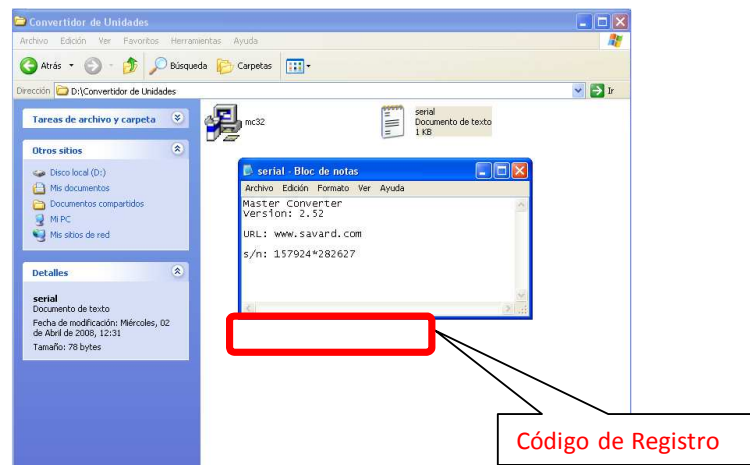


Figura 5. 19. Ventana de Microsoft.net 13

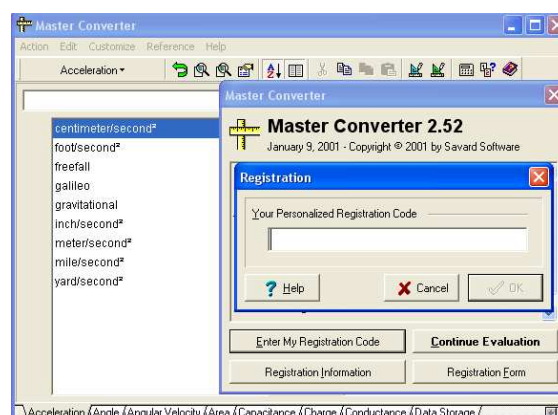


Figura 5. 20. Ventana de Microsoft.net 14

Copiar el serial y pegar en el espacio indicado, luego OK, Aceptar, y listo....Puede usar Master Converter!!

5.7.3.3 EJECUCIÓN DEL SISTEMA A.P.U.

El sistema A.P.U, es una aplicación que no necesita de instalación, es un ejecutable.

Su ejecución se realiza dentro del aplicativo mismo.

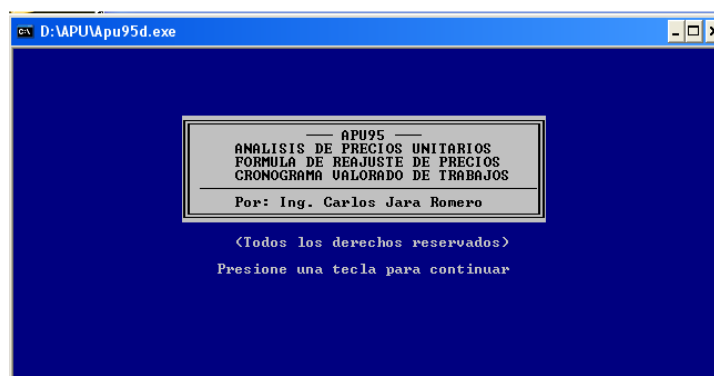


Figura 5. 21. Ventana de Microsoft.net 15

5.7.3.4 INSTALACIÓN DEL SKF.

Hacer doble clic sobre el ícono  SETUP.EXE dentro de la carpeta SKF, aparecerá:



Figura 5. 22. Ventana de Microsoft.net 16

Donde deberá llenar la dirección de destino a instalar: por defecto para poder aplicar con *microLORF*, clic en “FULL”., se visualizará el progreso de instalación:

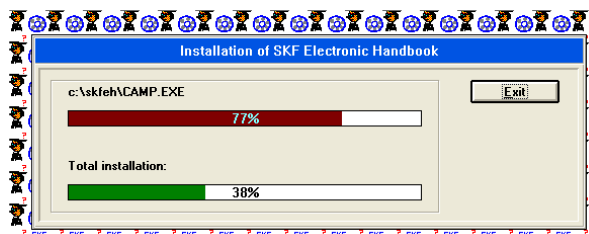


Figura 5. 23. Ventana de Microsoft.net



Figura 5. 24. Ventana de Microsoft.net 17

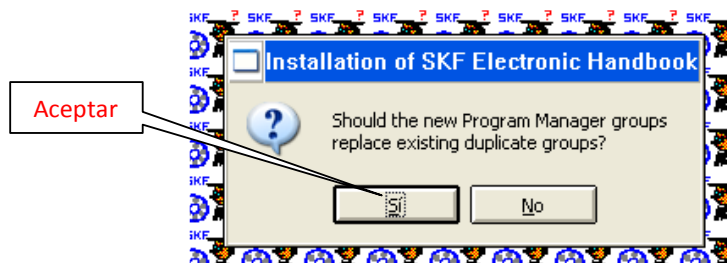


Figura 5. 25. Ventana de Microsoft.net 18



Figura 5. 26. Ventana de Microsoft.net 19

Finalmente ya puede usar el aplicativo SKF para la selección de rodamientos.



Figura 5. 27. Ventana de Microsoft.net 20

5.7.3.5 INSTALACIÓN DEL SISTEMA *microLORF*.

En el disco del instalador del Sistema *microLORF*, se hallará unos íconos:



Figura 5. 28. Sistema de *microLORF*

Donde deberá acceder a cualquiera de ellos y se presentará la pantalla de Preparación para la instalación del Sistema *microLORF*:

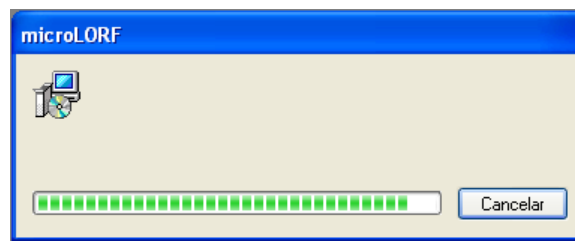


Figura 5. 29. Sistema de microLORF 1

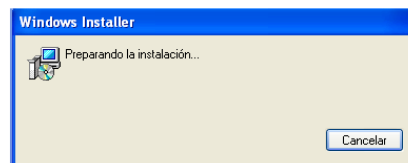


Figura 5. 30. Sistema de microLORF 2

Luego se presenta la pantalla de Bienvenida a la Instalación al Sistema *microLORF*, leer y hacer clic en “Siguiente”.

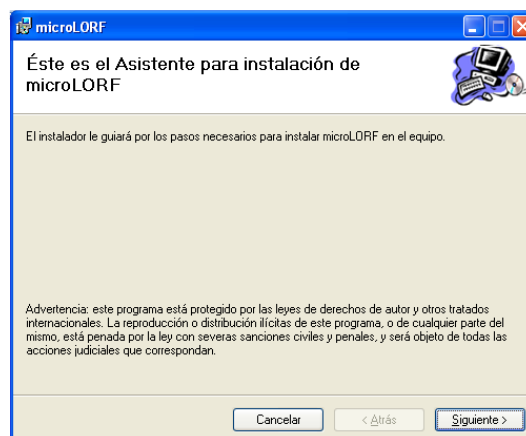


Figura 5. 31. Sistema de microLORF 3

Posteriormente la Pantalla del Usuario, donde se deberán llenar los datos correspondientes, “Siguiente”



Figura 5. 32. Sistema de microLORF 4

Seleccionar la dirección de instalación, por defecto en C:\Archivos de programa\ESPOCH\microLORF\, deberá ser instalada la aplicación, “Siguiente”



Figura 5. 33. Sistema de microLORF 5

Confirmación de la Instalación, “Siguiente”



Figura 5. 34. Sistema de microLORF 6

Progreso de la Instalación.

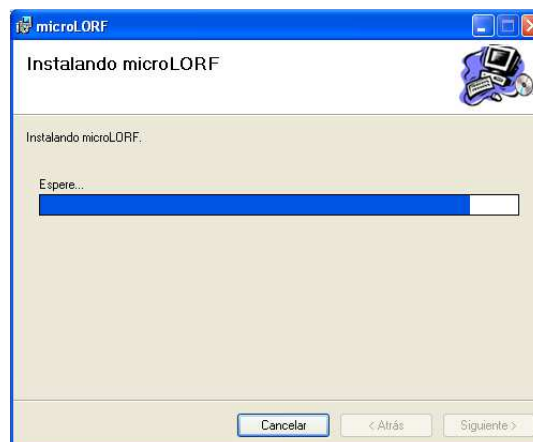


Figura 5. 35. Sistema de microLORF 7

Culminación de la Instalación, “Siguiente”

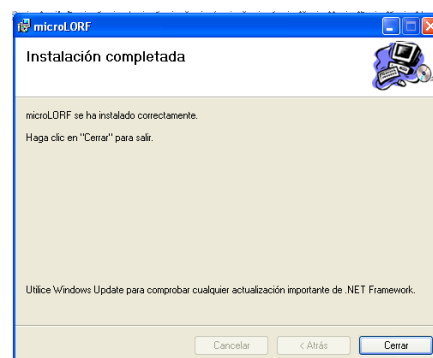



Figura 5. 36. Sistema de microLORF 8

Una vez en “Cerrar”, y haber instalado las aplicaciones anteriores, podrá hacer uso de *microLORF*.!!!!



Para acceder al él, puede hacer clic sobre el ícono  sobre el Escritorio o Inicio -> Todos los Programas -> microLORF:

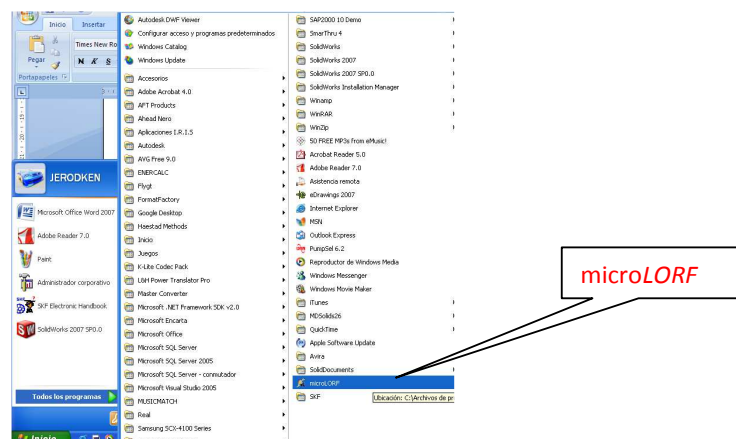


Figura 5. 37. Sistema de microLORF 9

5.8 TUTORIAL DE MANEJO

1. Abra el programa microLORF, clic derecho abrir.
2. Se muestra una ventana principal.



Figura 5. 38. Barra de herramientas del programa

3. Ubíquese en archivo abrir documento nuevo y presione clic.

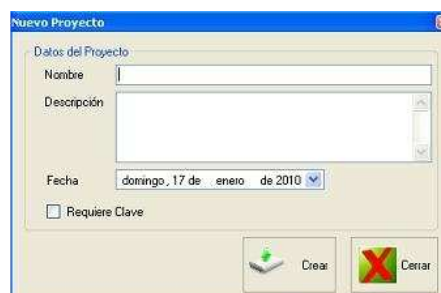


Figura 5. 39. Ventana de datos del proyecto

4. Proporcione los datos respectivos para crear el documento, a continuación crear, clic.

5. A continuación se muestra un mensaje de confirmación, documento creado, acepte y continúe.

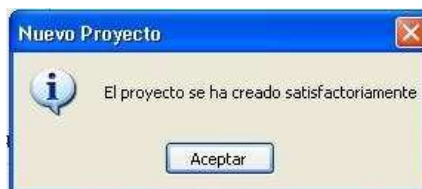


Figura 5. 40. Ventana de confirmación

6. Automáticamente el programa desactiva, a continuación ubíquese en la barra de herramientas en la opción configuración, clic, se muestra una opción general, clic, a continuación se muestra una venta, proporcione los datos requeridos.

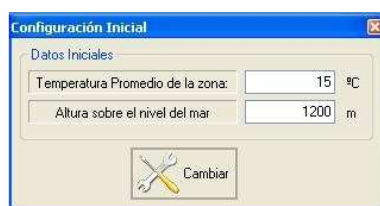


Figura 5. 41. Ventana de configuración 2

7. Haga clic en cambiar, a continuación ingrese en la barra de herramientas y seleccione cálculos en la opción turbinas, selección del método y clic.



Figura 5. 42. Ventana de Cálculos

8. Aparecerá una ventana, ingrese los datos respectivos y ejecute calcular.

Selección Preliminar de la Turbina

Datos Iniciales

Caudal de diseño: 0.217 m³/s

Salto Bruto: 5.5 m

Turbina MICHELL-BANKI y AXIAL

Calcular Cerrar

Figura 5. 43. Selección preliminar de turbina

9. Automáticamente le mostrará las alternativas más próximas de selección, a continuación ejecute cerrar.
10. Ubíquese en la barra de herramientas, cálculo, turbinas, tipo de turbina, clic y se muestra una ventana, proporcione los datos y ejecute calcular.

Tipo de Turbina

Tipo de Turbina

Caudal de Diseño: 0.217 m³/s

Salto Neto: 5.5 m

Velocidad del Generador: 1800 (900-1200-1800) RPM

Eficiencia del Generador: 0.98 (0.85 - 0.98)

Relación de Transmisión: 1.2

Tipo de Transmisión: Bandas o fajas en "V"

Eficiencia Mecánica Turbina: 0.92 (0.75 - 0.97)

Calcular Cerrar

Figura 5. 44. Selección de turbina

11. Se mostrará una ventana con todos los cálculos respectivos acerca de sus potencias.

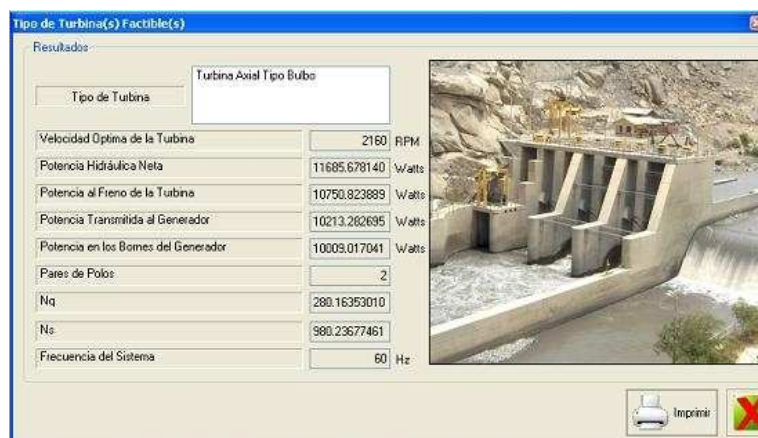


Figura 5. 45. Especificación de datos de potencia

12. Sobre la ventana, tiene la posibilidad de entrar a los cálculos de la turbina, ubíquese sobre el nombre de turbina axial tipo bulbo y doble clic. Se muestra una nueva ventana.

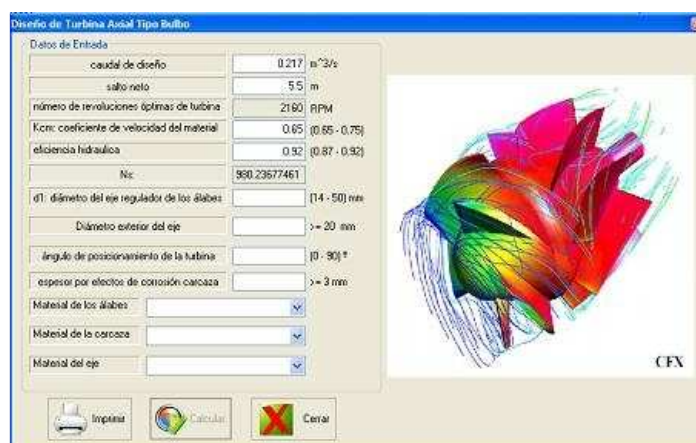


Figura 5. 46. Datos de ingreso específicos para la turbina

A continuación proporcione los datos respectivos y ejecute calcular, se muestra una ventana.

13. Comience a llenar los datos de la posición inicial (arriba hacia abajo), una vez que llegué a: “diámetro de eje regulador de los alabes”, al recorrer con el ratón por esa región, la imagen se cambia automáticamente.

Diseño de Turbina Axial Tipo Bulbo

Datos de Entrada

| | | |
|--|--------------|-------------------|
| caudal de diseño | 0.217 | m ³ /s |
| salto neto | 5.5 | m |
| número de revoluciones óptimas de turbina | 2160 | RPM |
| Kom: coeficiente de velocidad del material | 0.65 | (0.65 - 0.75) |
| eficiencia hidráulica | 0.92 | (0.87 - 0.92) |
| Ns: | 980.23677461 | |
| d1: diámetro del eje regulador de los álabes | 14 | (14 - 50) mm |
| Diámetro exterior del eje | >= 20 | mm |
| ángulo de posicionamiento de la turbina | (0 - 90) ° | |
| espesor por efectos de corrosión carcasa | >= 3 | mm |
| Material de los álabes | | |
| Material de la carcasa | | |
| Material del eje | | |

Impresión Calcular Cerrar

Punto crítico

Figura 5. 47. Datos específicos de la turbina 2

14. Continué ingresando los datos, al llegar a los datos de diámetro exterior del eje, se cambia la imagen para mostrar cual es el valor que se desea para el cálculo.

Diseño de Turbina Axial Tipo Bulbo

Datos de Entrada

| | | |
|--|--------------|-------------------|
| caudal de diseño | 0.217 | m ³ /s |
| salto neto | 5.5 | m |
| número de revoluciones óptimas de turbina | 2160 | RPM |
| Kom: coeficiente de velocidad del material | 0.65 | (0.65 - 0.75) |
| eficiencia hidráulica | 0.92 | (0.87 - 0.92) |
| Ns: | 980.23677461 | |
| d1: diámetro del eje regulador de los álabes | 14 | (14 - 50) mm |
| Diámetro exterior del eje | 30 | >= 20 mm |
| ángulo de posicionamiento de la turbina | (0 - 90) ° | |
| espesor por efectos de corrosión carcasa | >= 3 | mm |
| Material de los álabes | | |
| Material de la carcasa | | |
| Material del eje | | |

Impresión Calcular Cerrar

D1

D2

Figura 5. 48. Datos específicos de la turbina 3


15. Continué con los datos, al llegar los valores de la carcasa se muestra la imagen respectiva.

Diseño de Turbina Axial Tipo Bulbo

Datos de Entrada

| | | |
|--|--------------|-------------------|
| caudal de diseño | 0.217 | m ³ /s |
| salto neto | 5.5 | m |
| número de revoluciones óptimas de turbina | 2160 | RPM |
| K _{con} : coeficiente de velocidad del material | 0.65 | (0.65 - 0.75) |
| eficiencia hidráulica | 0.92 | (0.87 - 0.92) |
| Nz | 980.23677461 | |
| d1: diámetro del eje regulador de los álabes | 14 | (14 - 50) mm |
| Diámetro exterior del eje | 30 | >= 20 mm |
| ángulo de posicionamiento de la turbina | 20 | (0 - 90) ° |
| espesor por efectos de corrosión carcasa | | >= 3 mm |
| Material de los álabes | | |
| Material de la carcasa | | |
| Material del eje | | |

Imprenta Calcular Cerrar



Inclinación de la turbina en la instalación

Figura 5. 49. Datos específicos de la turbina 3

16. Al llegar a la zona de los materiales se muestra la figuras correspondientes de que se está mencionando.

Diseño de Turbina Axial Tipo Bulbo

Datos de Entrada

| | | |
|--|--------------|-------------------|
| caudal de diseño | 0.217 | m ³ /s |
| salto neto | 5.5 | m |
| número de revoluciones óptimas de turbina | 2160 | RPM |
| K _{con} : coeficiente de velocidad del material | 0.65 | (0.65 - 0.75) |
| eficiencia hidráulica | 0.92 | (0.87 - 0.92) |
| Nz | 980.23677461 | |
| d1: diámetro del eje regulador de los álabes | 14 | (14 - 50) mm |
| Diámetro exterior del eje | 30 | >= 20 mm |
| ángulo de posicionamiento de la turbina | 20 | (0 - 90) ° |
| espesor por efectos de corrosión carcasa | 7 | >= 3 mm |
| Material de los álabes | ASTM 997 | |
| Material de la carcasa | | |
| Material del eje | | |

Imprenta Calcular Cerrar

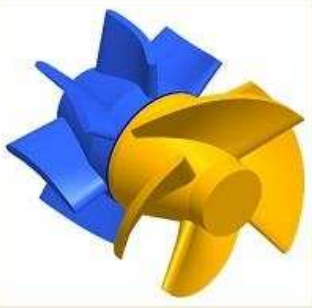


Figura 5. 50. Datos específicos de la turbina 4

| Datos de Entrada | |
|---|-------------------------|
| caudal de diseño | 0.217 m ³ /s |
| radio neto | 5.5 m |
| número de revoluciones óptimas de turbina | 2160 RPM |
| K _{cm} coeficiente de velocidad del material | 0.65 (0.65 - 0.75) |
| eficiencia hidráulica | 0.92 (0.87 - 0.92) |
| N _s | 930.23677461 |
| d ₁ : diámetro del eje regulador de los álabes | 14 (14 - 50) mm |
| Diámetro exterior del eje | 30 >= 20 mm |
| ángulo de posicionamiento de la turbina | 20 (0 - 90) ° |
| espesor por efectos de corrosión carcasa | 7 >= 3 mm |
| Material de los álabes | ASTM 897 |
| Material de la carcasa | Acero aleado fundido |
| Material del eje | Acero AISI 1020 |

Figura 5. 51. Datos específicos de la turbina 5

17. Ejecute calcular, a continuación se muestra una ventana de resultados de los cálculos obtenidos, comenzando de izquierda a derecha, se tiene el diseño hidráulico.

| Resultados | |
|--|---------------------------|
| D _p : diámetro primitivo | 0.217482081 m |
| D _c : diámetro del cubo | 0.0753417080 m |
| D _{ext} : diámetro medio | 0.1014789346 m |
| D _e : diámetro de envolvente | 0.2214362061 m |
| caudal aprovechable | 0.20832 m ³ /s |
| caudal en cada canal | 0.05208 m ³ /s |
| C _{av} : velocidad meridional de la turbina | 6.3776651703 m/s |
| α ₁ : ángulo de entrada del fluido al rotor | 57.096348731 ° |
| número de álabes del rotor | 4 |
| Δ _{perfil} : ángulo de desviación | 11.910342448 ° |
| K _u : coeficiente de fuerza axial | 0.65 |
| t: paso pella | 0.0757012903 m |
| l: longitud del perfil | 0.0875404962 m |
| h: espesor máximo del álabe | 0.0113671370 m |
| perfil NACA | 2400X |
| tesor y cuarto dígito NACA | 13.670407086 % |

Figura 5. 52. Diseño hidráulico

18. Al ubicarse en la pestaña Dimensiones del álabe del distribuidor, se muestra una ventana de resultados.

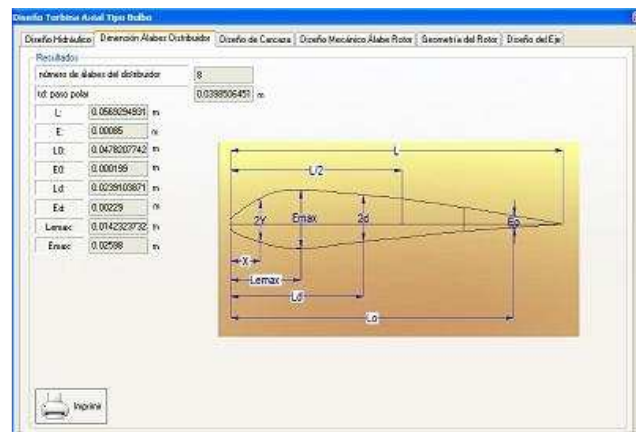


Figura 5. 53. Dimensionamiento del distribuidor

19. A continuación se muestra la ventana de diseño de la carcasa.

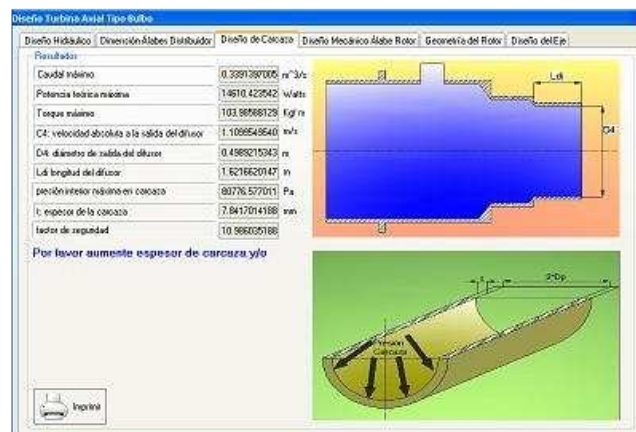


Figura 5. 54. Dimensionamiento de la carcasa

20. A continuación el diseño del álabe pero en la conexión con su eje de giro, que es la parte crítica.

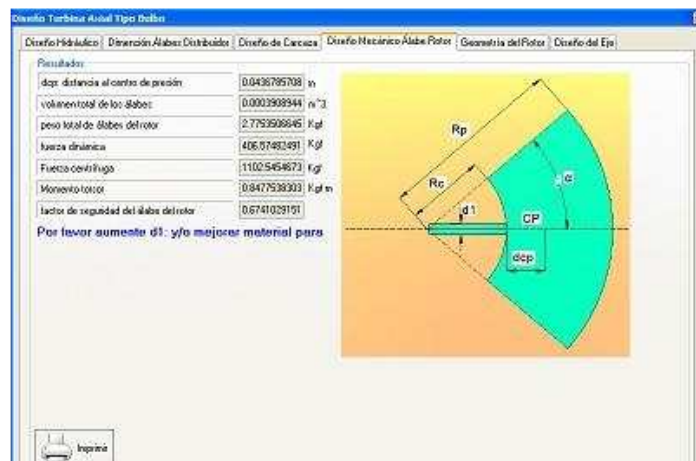


Figura 5. 55. Dimensionamiento mecánico del rotor

21. En la siguiente ventana se tiene la geométrica del rotor respectiva.

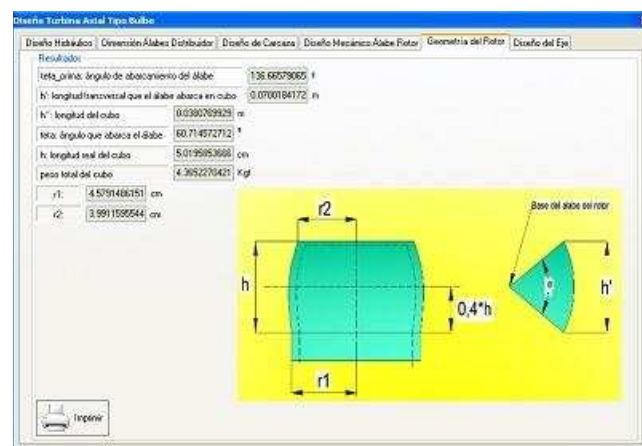


Figura 5. 56. Dimensionamiento del rotor

22. En la ultima ventana se muestra la el diseño del eje de la turbina.

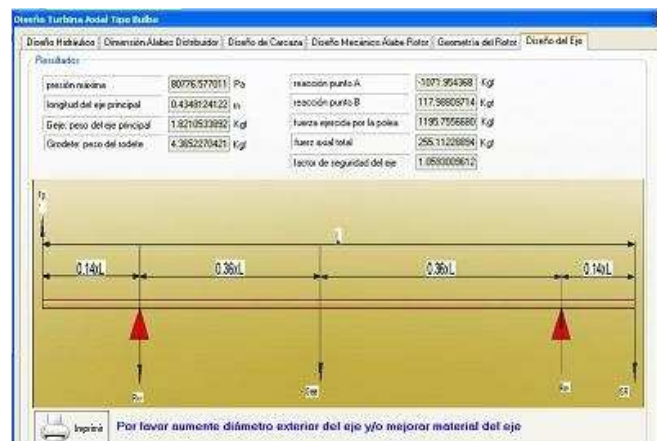


Figura 5. 57. Dimensionamiento del eje 1

23. Presenta dos imágenes:

1. Se muestra las dimensiones del eje, a continuación se presenta sus medidas.
2. La segunda imagen se presenta las fuerzas actuantes sobre el eje.

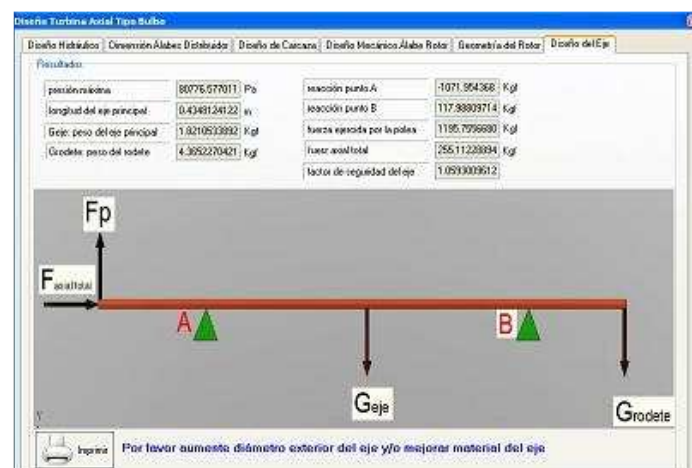


Figura 5. 58. Dimensionamiento del eje 2

24. Si durante el proceso se muestra una mensajes que está mal seleccionado, ubíquese en la opción cerrar y automáticamente retorna a la ventana de suministro de datos corrija según la especificación, es posible jugar con los materiales ó varíe las dimensiones según el caso.

25. En todos los cálculos se tiene la opción de imprimir los resultados, ingresados y los resultados calculados. Reportes de ejercicio de validación, **Anexo IV.**

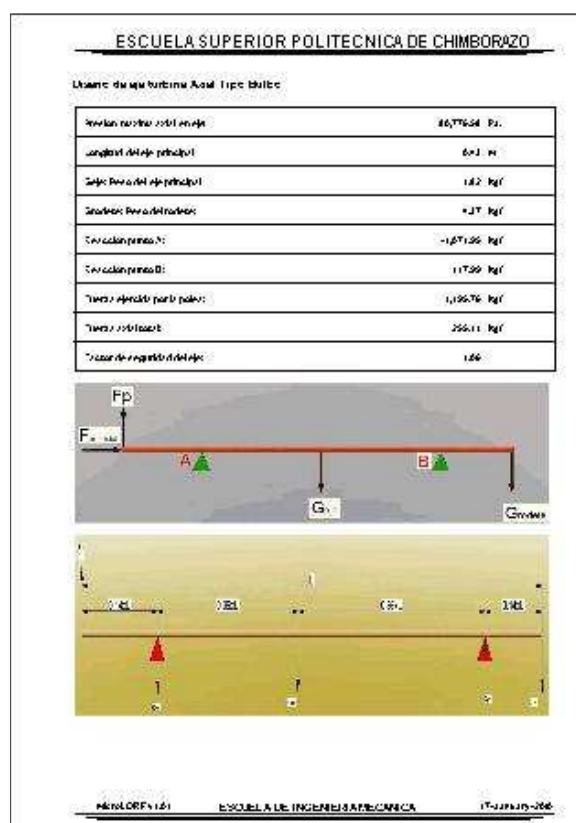


Figura 5. 59. Representación del formato de impresión.

5.9 VALIDACIÓN DEL PROGRAMA

Datos de Entrada

Caudal

$$Q = 0.217 \frac{m^3}{s}$$

Altura

$$H = 5.5m$$

$$P_h = \gamma * Q * H$$

Cálculo de la Potencia Estimada

Donde:

$$\rho = \text{Densidad del agua} \left(1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$g = \text{Gravedad} \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$Q = \text{Caudal} \left(0.217 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

$$H = \text{Altura neta} (5.5 \text{ m})$$

$$P_h = \text{Potencia hidraulica} (w)$$

$$P_h = 998.5 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^3} * 0.217 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 5.5 \text{ m}$$

$$P_h = 11686.6804 \text{ watts}$$

Cálculo de la Potencia al freno (P_t)

Donde:

$$n_m = 0.92 \quad \text{Rango establecido de eficiencia mecánica de 0.92 a 0.97}$$

$$P_t = P_h * n_m$$

$$P_t = 11686.6804 \text{ watts} * 0.92$$

$$P_t = 10751.7459 \text{ watts}$$

Cálculo de la potencia P'

$$P_t' = \frac{P_t}{735.8}$$

$$P_t' = \frac{10751.7459 \text{ watts}}{735.8}$$

$$P_t' = 14.6123 \text{ watts}$$

Cálculo de la Potencia Transmitida

Donde:

$$n_{TR} = 0.95 \quad \text{Donde el valor correspondiente a un factor por transmisión de Bandas, y cadenas de 0.98}$$

$$P_{TR} = P_t * n_{TR}$$

$$P_{TR} = 10751.7459 \text{ watts} * 0.95$$

$$P_{TR} = 10214.1586 \text{ watts}$$

Cálculo de la Potencia al Generador

$$n_g = 0.98 \quad \text{Rango establecido de eficiencia del generador es de 0.86 a 0.98}$$

$$P_g = P_{TR} * n_g$$

$$P_g = 10214.1586 \text{ watts} * 0.98$$

$$P_g = 10009.8755 \text{ watts}$$

Cálculo del número de pares de polos del generador

Donde:

$$wg = 1800 \text{ rpm} \quad \text{Velocidad de giro en el generador}$$

$$Npp = \frac{3600}{wg}$$

$$Npp = \frac{3600}{1800}$$

$$Npp = 2$$

Cálculo de la velocidad de la turbina

Donde:

$$i = 1.2 \quad \text{Relación de transmisión, establece que sea mayor de uno}$$

$$N = i * wg$$

$$N = 1.2 * wg$$

$$N = 1.2 * 1800 \text{ rpm}$$

$$N = 2160 \text{ rpm}$$

Cálculo de las velocidades específicas

$$N_q = N * \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

$$N_q = 2160rpm * \frac{(0.217)^{1/2}}{(5.5)^{3/4}}$$

$$N_q = 280.1635rpm$$

$$N_s = N * \frac{Pt^{1/2}}{H^{5/4}}$$

$$N_s = 2160rpm * \frac{(14.6123)^{1/2}}{(5.5)^{5/4}}$$

$$N_s = 980.3015rpm$$

5.9.1 Diseño de la turbina Axial

Datos de entrada

$K_{cm} = 0.65$ Coeficiente del material establecido de 0.65 a 0.75

$n_h = 0.92$ Coeficiente de eficiencia Hidráulica establecido de 0.87 a 0.92

Material seleccionado para los álabes Acero inoxidable TS20000

Cálculo de K_{up}

$$K_{up} = 0.79 + 1.61E^{-3} * N_s$$

$$K_{up} = 0.79 + 1.61E^{-3} * 2160$$

$$K_{up} = 4.2676$$

Cálculo del diámetro de la periferia y cubo

$$Dp = \frac{60 * K_{up}}{\pi * N} * \sqrt{2 * g * H}$$

$$Dp = \frac{60 * 4.2676}{\pi * 2160} \sqrt{2 * 9.8 \frac{m}{s^2} * 5.5m}$$

$$Dp = 0.217m$$

$$Dc = \left[0,25 + \frac{94.64}{N_s}\right] * Dp$$

$$Dc = \left[0,25 + \frac{94.64}{2160}\right] * 0.217$$

$$Dc = 0.075\,m$$

Cálculo del diámetro del evolvente

$$De = Dp + 0.004\,m$$

$$De = 0.217\,m + 0.004\,m$$

$$De = 0.221406\,m$$

Cálculo de las velocidades relativas

$$Q_{aprov} = 0.96 * Q$$

$$Q_{aprov} = 0.96 * 0.217 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_{aprov} = 0.20832 \frac{m^3}{s}$$

Cálculo del caudal del canal

$$Q_c = \frac{Q_{aprov}}{4}$$

$$Q_c = \frac{0.20832 \frac{m^3}{s}}{4}$$

$$Q_c = 0.05208 \frac{m^3}{s}$$

$$Cm = \frac{4 * Q_{aprov}}{\pi * (Dp^2 - Dc^2)}$$

$$Cm = \frac{4 * 0.20832 \frac{m^3}{s}}{\pi * (0.217^2 - 0.075^2) m^2}$$

$$Cm = 6.3969 \frac{m}{s}$$

$$Cm_{II} = 0.98 * Cm$$

$$Cm_{II} = 0.98 * 6.3969 \frac{m}{s}$$

$$Cm_{II} = 6.2689 \frac{m}{s}$$

$$A_{II} = \frac{Qc}{Cm_{II}}$$

$$A_{II} = \frac{0.05208 \frac{m^3}{s}}{6.2689 \frac{m}{s}}$$

$$A_{II} = 0.0083 m^2$$

Cálculo de la altura de Euler

$$Heu = 0.88 * H$$

$$Heu = 0.88 * 5.5m$$

$$Heu = 4.84m$$

$$D_{II} = \sqrt{\frac{4 * A_{II}}{\pi} + Dc^2}$$

$$D_{II} = \sqrt{\frac{4 * 0.0083 m^2}{\pi} + 0.075^2 m^2}$$

$$D_{II} = 0.127m$$

$$Dm_{II} = \frac{D_{II} + Dc}{2}$$

$$Dm_{II} = \frac{0.127m + 0.075m}{2}$$

$$Dm_{II} = 0.101m$$

$$U_1 = U_2 = \frac{\pi * Dm_{II} * N}{60}$$

$$U_1 = U_2 = \frac{\pi * 0.101m * 2160 rpm}{60}$$

$$U_1 = U_2 = 11.4228 \frac{m}{s}$$

$$C_{1U} = \frac{g * Heu}{U_1}$$

$$C_{1u} = \frac{9.8 \frac{m}{s} * 4.84m}{11.4228 \frac{m}{s}}$$

$$C_{1u} = 4.13 \frac{m}{s}$$

$$\alpha_1 = arctag\left(\frac{Cm}{C_{1U}}\right)$$

$$\alpha_1 = arctag\left(\frac{6.3969}{4.13}\right)$$

$$\alpha_1 = 57.056^\circ$$

$$\beta_1 = arctag\left(\frac{Cm}{U_1 - C_{1U}}\right)$$

$$\beta_1 = arctag\left(\frac{6.3969}{11.4228 - 4.13}\right)$$

$$\beta_1 = 41.017^\circ$$

$$\beta_2 = arctag\left(\frac{Cm}{U_1}\right)$$

$$\beta_2 = arctag\left(\frac{6.3969}{11.4228}\right)$$

$$\beta_2 = 29.24^\circ$$

$$\beta_\alpha = arctag\left(\frac{Cm}{U_1 - \frac{C_{1U}}{2}}\right)$$

$$\beta_\alpha = arctag\left(\frac{6.3969}{11.4228 - \frac{4.13}{2}}\right)$$

$$\beta_\alpha = 34.356^\circ$$

$$W1 = \frac{Cm}{Sen(\beta_1)}$$

$$W1 = \frac{6.3969}{sen(41.017)}$$

$$W1 = 9.74 \frac{m}{s}$$

$$W_2 = \sqrt{Cm^2 + U_1^2}$$

$$W_2 = \sqrt{6.3969^2 + 11.4228^2}$$

$$W_2 = 13.092 \frac{m}{s}$$

$$W_\alpha = \frac{Cm}{\text{Sen}(\beta_\alpha)}$$

$$W_\alpha = \frac{6.3969}{\text{Sen}(34.356)}$$

$$W_\alpha = 11.335 \frac{m}{s}$$

$$C_1 = \sqrt{Cm^2 + C_{1U}^2}$$

$$C_1 = \sqrt{6.3969^2 + 4.13^2}$$

$$C_1 = 7.61 \frac{m}{s}$$

$$Cm = C_2 = 67.3969 \frac{m}{s}$$

Como $H = 5.5m$ y esta en el rango de $5 < H < 20$, entonces $Z=4$

Por lo tanto el número de álabes en el rotor es de cuatro

$$\Delta_{\text{perfil}} = \beta_1 - \beta_2$$

$$\Delta_{\text{perfil}} = 41.017 - 29.24$$

$$\Delta_{\text{perfil}} = 11.777^\circ$$

Como:

$\Delta_{\text{perfil}} = 11.777^\circ$, esta en los rangos de $8.85^\circ < \Delta_{\text{perfil}} < 13.24^\circ$ se selecciona un perfil de 24XX de codificación

Cálculo del paso polar

$$t = \frac{\pi * Dm_{II}}{Z}$$

$$t = \frac{\pi * 0.101m}{4}$$

$$t = 0.07932m$$

$$l = \left[\frac{109}{90} + \frac{10 * Dm_{II}}{45} \right] * t$$

$$l = \left[\frac{109}{90} + \frac{10 * 0.127}{45} \right] * 0.07932m$$

$$l = 0.08716m$$

$$t' = \frac{128}{9000} - \frac{Dm_{II}}{45}$$

$$t' = 0.0119m$$

Cálculo del tercer y cuarto dígito para los perfiles NACA

$$\left(\frac{t'}{l} \right) * 100$$

Donde:

$$\left(\frac{0.0119}{0.08716} \right) * 100$$

$$13.74$$

Donde los números del tercer y cuarto dígitos de los perfiles son 13

Por lo tanto la codificación para los perfiles es NACA 2413

Como $Dp < 0.25m$

Entonces Z del distribuidor es 8

Cálculo del paso polar

$$td = \frac{\pi * Dm_{II}}{Zd}$$

$$td = \frac{\pi * 0.101m}{8} = 0.0396m$$

$$L = \frac{td}{0.7}$$

$$L = \frac{0.0396 \text{ m}}{0.7}$$

$$L = 0.0566 \text{ m}$$

$$Lo = 0.84 * L$$

$$Lo = 0.84 * 0.0566 \text{ m}$$

$$Lo = 0.04759 \text{ m}$$

$$Ld = 0.42 * L$$

$$Ld = 0.42 * 0.0566 \text{ m}$$

$$Ld = 0.02377 \text{ m}$$

$$L_{\text{max}} = 0.25 * L$$

$$L_{\text{max}} = 0.25 * 0.0566 \text{ m}$$

$$L_{\text{max}} = 0.01416 \text{ m}$$

Cálculo de la carcasa

$$Cm = \sqrt{2 * g * h}$$

$$Cm = \sqrt{2 * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 5.5 \text{ m}}$$

$$Cm = 10.3826 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Q' = Cm * \frac{\pi}{4} * (Dp^2 + Dc^2)$$

$$Q' = 10.3826 \frac{\text{m}}{\text{s}} * \frac{\pi}{4} * (0.217^2 - 0.075^2)$$

$$Q' = 0.338 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Cálculo de la potencia teórica

$$Pot = Q * \gamma_w * H * 0.8$$

$$Pot = 0.388 \frac{m^3}{s} * 998.5 \frac{Kgf}{m^3} * 5.5m * 0.8$$

$$Pot = 14598.7298 \text{ watts}$$

Cálculo a la salida del difusor

$$C4 = \sqrt{0.04 * 2 * g * H}$$

$$C4 = \sqrt{0.04 * 2 * 9.8 \frac{m}{s} * 5.5m}$$

$$C4 = 2.07653 \frac{m}{s}$$

$$A_4 = \frac{Q}{C4}$$

$$A_4 = \frac{0.217 \frac{m^3}{s}}{2.07653 \frac{m}{s}}$$

$$A_4 = 0.104m^2$$

Diámetro a la salida del difusor

$$D4 = \sqrt{\frac{4 * A_4}{\pi}}$$

$$D4 = \sqrt{\frac{4 * 0.104m^2}{\pi}}$$

$$D4 = 0.363891m$$

Cálculo del difusor

$$Ldes = \frac{6.5 * \sqrt{\pi}}{2} (D4 - Dp)$$

$$Ldes = \frac{6.5 * \sqrt{\pi}}{2} (0.363891 - 0.217)m$$

$$Ldes = 0.846161m$$

Diseño mecánico del álabe del rotor

$$\alpha_z = \frac{360}{Z}$$

$$\alpha_z = \frac{360}{4}$$

$$\alpha_z = 90$$

$$\alpha = \frac{\alpha_z}{2}$$

$$\alpha = \frac{90}{2}$$

$$\alpha = 45$$

$$dcp = \sqrt{\frac{Dp^2 + Dc^2}{8}} - \frac{Dc}{2}$$

$$dcp = \sqrt{\frac{0.217^2 + 0.075^2}{8}} - \frac{0.075}{2}$$

$$dcp = 0.04367m$$

$$As1 = \frac{Dp^2 * \alpha_z * \pi}{4 * 360}$$

$$As1 = \frac{0.217^2 * \alpha_z * \pi}{4 * 360}$$

$$As1 = 0.0042m^2$$

$$As2 = \frac{Dc^2 * \alpha_z * \pi}{4 * 360}$$

$$As2 = \frac{0.075^2 * 45 * \pi}{4 * 360}$$

$$As2 = 0.00055m^2$$

$$Alabe = Asi - As2$$

$$Alabe = 0.00462m^2 - 0.0005m^2$$

$$Alabe = 0.004070m^2$$

$$Valabe = Alabe * t' * Z$$

$$Valabe = 0.00462m^2 * 0.0119m * 4$$

$$Valabe = 0.00039m^3$$

$$W_{\text{alabe}} = V_{\text{alabe}} * \rho_A$$

$$W_{\text{alabe}} = 0.00039 \text{ m}^3 * 7889 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$W_{\text{alabe}} = 3.0294 \text{ kgf}$$

Carga sobre los álabes del rotor

$$P = 1.5 * K_n * \rho_A * H * \frac{\pi}{4} * \left(\frac{D_p^2 + D_c^2}{Z} \right)$$

$$P = 1.5 * 0.85 * 7773.057 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * 5.5 \text{ m} * \frac{\pi}{4} * \left(\frac{0.217^2 - 0.075^2}{4} \right)$$

$$P = 443.796 \text{ kgf}$$

$$F_c = \frac{P}{g} * V_{\text{alabe}} * \left(\frac{\pi * N}{10} \right)^2 * 0.35 * D_p$$

$$F_c = \frac{7773.057 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} * 0.00039 \text{ m}^3 * \left(\frac{\pi * 2160}{30} \right)^2 * 0.35 * 0.217 \text{ m}$$

$$F_c = 1202.099 \text{ kgf}$$

Cálculo del momento torsor

$$M_t = 1500 * H * D_p^3$$

$$M_t = 1500 * 5.5 * 0.217$$

$$M_t = 84.3017 \text{ kgf} * \text{cm}$$

5.9 Análisis de la sección crítica del álabe

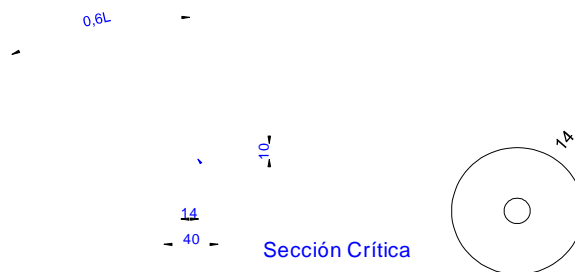


Figura 5. 60. Sección crítica del álabe

Donde:

$$d = 14 \text{ mm}$$

Como los cálculos fueron obtenidos en metros, entonces $d = 14 \times 10^{-3} \text{ m}$

Donde se tiene las siguientes características geométricas.

Área:

$$A = \pi * r^2$$

$$A = \pi * \left(\frac{14 \times 10^{-3}}{2} \right)^2$$

$$A = 1.54 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Módulo resistente:

$$W = \frac{\pi * d^3}{32}$$

$$W = \frac{\pi * (14 \times 10^{-3})^3}{32}$$

$$W = 2.69 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

Momento polar de Inercia:

$$J = \frac{\pi * d^4}{32}$$

$$J = \frac{(\pi * 14 \times 10^{-3})^4}{32}$$

$$J = 3.77 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

Determinación de los esfuerzos en los álabes del rotor

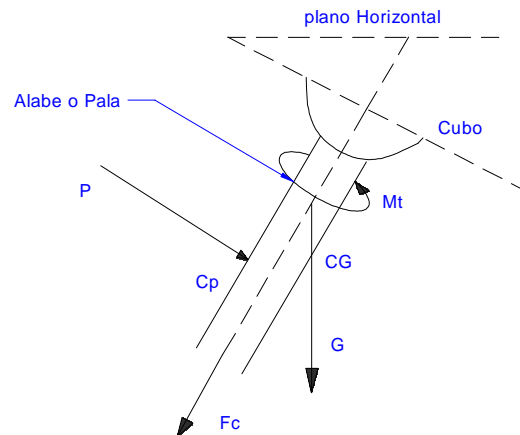


Figura 5. 61. Diagrama de fuerzas actuantes

Esfuerzo Normal σ

Por tensión debido a F_c :

$$\sigma = \frac{F_c}{A}$$

$$\sigma = \frac{1203.48 \text{ kgf}}{1.54 \text{ E}^4 \text{ m}^2}$$

$$\sigma = 7.81 \text{ E}^7 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$$

Por flexión debido a P:

$$\sigma_f = \frac{p * d_{cp}}{W}$$

$$\sigma_f = \frac{443.79 \text{ kgf} * 0.0436 \text{ m}}{2.69 \text{ E}^{-7} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_f = 7.19 \text{ E}^7 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$$

Esfuerzo total:

$$\sigma = \sigma_f + \sigma_t$$

$$\sigma = 7.97 \text{ E}^7 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$$

Esfuerzo cortante (τ)

$$\tau = \frac{7E^{-3}m * 0,84Kgf * m}{3.77E^{-9}m^4}$$

$$\tau = 1.56E^6 \frac{kgf}{m^2}$$

Esfuerzos combinados (σ_{eq})

Según la teoría de Von Mises-Hencky, este es el esfuerzo máximo principal que no deberá ser mayor que el correspondiente al límite de fluencia empleado en la construcción del álabe.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = 7.98E^7$$

Factor de seguridad (FS)

$$FS = \frac{Sy}{\sigma_{eq}}$$

$$FS = \frac{1.03E^8}{7.98E^7}$$

$$FS = 1.29$$

El factor de seguridad obtenido es satisfactorio, ya que es mayor que 1, pero como se trata de un elemento de turbina se precisa un factor de seguridad de 1.8 [3], ahora se puede mejorar el diseño al incrementar el diámetro del eje ó variar la selección del material a uno de mayor resistencia.

Cálculo del rotor del cubo

$$l = \left[\frac{109}{90} - \frac{10}{9} * Dc \right]$$

$$l = \left[\frac{109}{90} - \frac{10}{9} * 0.075 \right]$$

$$l = 0.0833m$$

$$\theta' = \frac{360 * l_1}{\pi * D_c} [\text{grados}]$$

$$\theta' = \frac{360 * 0.0833 \text{ m}}{\pi * 0.075 \text{ m}}$$

$$\theta' = 137.023^\circ$$

$$h' = D_c * \text{sen}\left(\frac{\theta'}{2}\right)$$

$$h' = 0.075 \text{ m} * \text{sen}\left(\frac{136}{2}\right)$$

$$h' = 0.0695 \text{ m}$$

$$h'' = h' * \cos(\alpha_1)$$

$$h'' = 0.0695 \text{ m} * \cos(57.056)$$

$$h'' = 0.0378 \text{ m}$$

$$\theta = 2 * \arcsen\left(\frac{h''}{D_c}\right)$$

$$\theta = 2 * \arcsen\left(\frac{0.0378}{0.075}\right)$$

$$\vartheta = 60.5299^\circ$$

$$\psi = \arctan\left(\frac{\text{sen}\theta}{1.5 + \cos\theta}\right)$$

$$\psi = \arctan\left(\frac{\text{sen}(60.5299)}{1.5 + \cos(60.5299)}\right)$$

$$\psi = 23.608^\circ$$

$$r_1 = 5 * \cos\psi$$

$$r_1 = 5 * \cos(23.608)$$

$$r_1 = 4.58 \text{ cm}$$

$$r_2 = 5 * \cos(\theta - \psi)$$

$$r_2 = 5 * \cos(60.5299 - 23.608)$$

$$r_2 = 3.99 \text{ cm}$$

5.9.2 Diseño del eje de al turbina

Para nuestro caso es difícil establecer la longitud del eje principal ya que juega varios parámetros para su magnitud, por ejemplo las dimensiones de los álabes

del rotor y distribuidor cambian dependiendo de las condiciones de altura y caudal, la configuración misma de los álabes, ya que son configuraciones geométricas aerodinámicas por lo que cambia los centros de gravedad y de presión, es por ello que el difícil establecer un modelo matemático que sea factible en este proyecto de tesis, también se tiene las chumaceras donde se montará el eje, estos también difieren de sus medidas y geometrías dependiendo de la carga a aplicada.

Para este caso particular se toma como referencia:

L, longitud del eje, 465mm

D, Diámetro exterior, 46mm

d

, Diámetro interior, aproximado de 20 mm, esto es para tener paso del eje del regulador de los álabes del rotor.

λ_{acero}

, 7860 Kg/m³, el ideal para a este caso.

Por lo tanto el peso del eje será:

$$G_{eje} = \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2) * L * \gamma_{seleccionado}$$

$$G_{eje} = \frac{\pi}{4} * (46^2 - 20^2) mm^2 * 465 mm * 7.86 E^{-6} \frac{kg}{mm^3}$$

$$G_{eje} = 4,93 Kg$$

ESFUERZO CORTANTE DEBIDO A LA TORSIÓN

5.9.3

$$\tau = \frac{16 * T_{\max} * D}{\pi * (D^4 - d^4)}$$

$$T_{\max} = \frac{71620 * P_{\max} * K}{n}$$

$$K = 1.8$$

$$P_{\max} = 14610.7298 \text{ watts}$$

$$n = 2160$$

$$T_{\max} = 103985 \text{ Kg} * \text{mm}$$

$$\tau = \frac{16 * 46 \text{mm} * 103985 \text{Kg} * \text{mm}}{\pi * (46 \text{mm}^4 - 20 \text{mm}^4)}$$

$$\tau = 5.63 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

5.9.4 ESFUERZO NORMAL DEBIDO A LAS FUERZAS AXIALES

$$F_{at} = R_{BZ} = (G_{polea} + G_{aje} + Gr) * \text{sen}(\theta) + P * Z$$

$$P = 443.796 \text{kgf}, \text{ en los álabes}$$

Z=3, que corresponde al número de álabes

G_{polea}: peso de la polea que acopla al freno, que se asume 0.8 kg

Por lo tanto:

$$F_{at} = (0.8 \text{kg} + 4.93 \text{kg} + 1.74 \text{kg}) * \text{sen}(20) + 443.79 \text{kg}$$

$$F_{at} = 446.34 \text{kg}$$

El esfuerzo axial (normal) es:

$$\sigma_a = \frac{F_{at}}{\frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2)}$$

$$\sigma_a = \frac{446.34kg}{\frac{\pi}{4}(46^2 - 20^2)mm^2}$$

$$\sigma_a = 0.331 \frac{kg}{mm^2}$$

5.9.5 DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO

FLECTOR

En el plano Y-Z

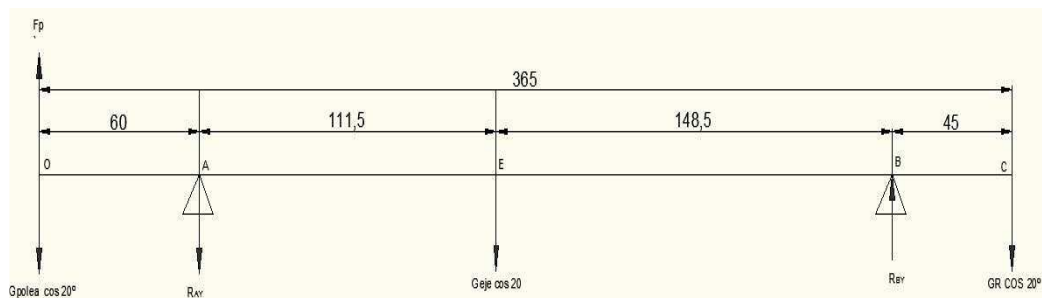


Figura 5. 62. Disposición de longitudes en el eje

Donde la fuerza que ejerce la banda sobre la polea:

Asumido que el diámetro de la polea es de 120mm

$$Fp = \frac{T_{max}}{D_{polea}}$$

$$Fp = \frac{103985Kg \cdot mm}{120mm}$$

$$Fp = 867kg$$

Se calcula las reacciones:

$$\sum M_A = 0$$

$$867 * 60 - R_{By} * 260 + (4.93 * 111.5 + 1.7 * 305 - 0.8 * 60) * \cos(20) = 0$$

$$R_{By} = -196.08kg$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R_{Ay} = 664.02kg$$

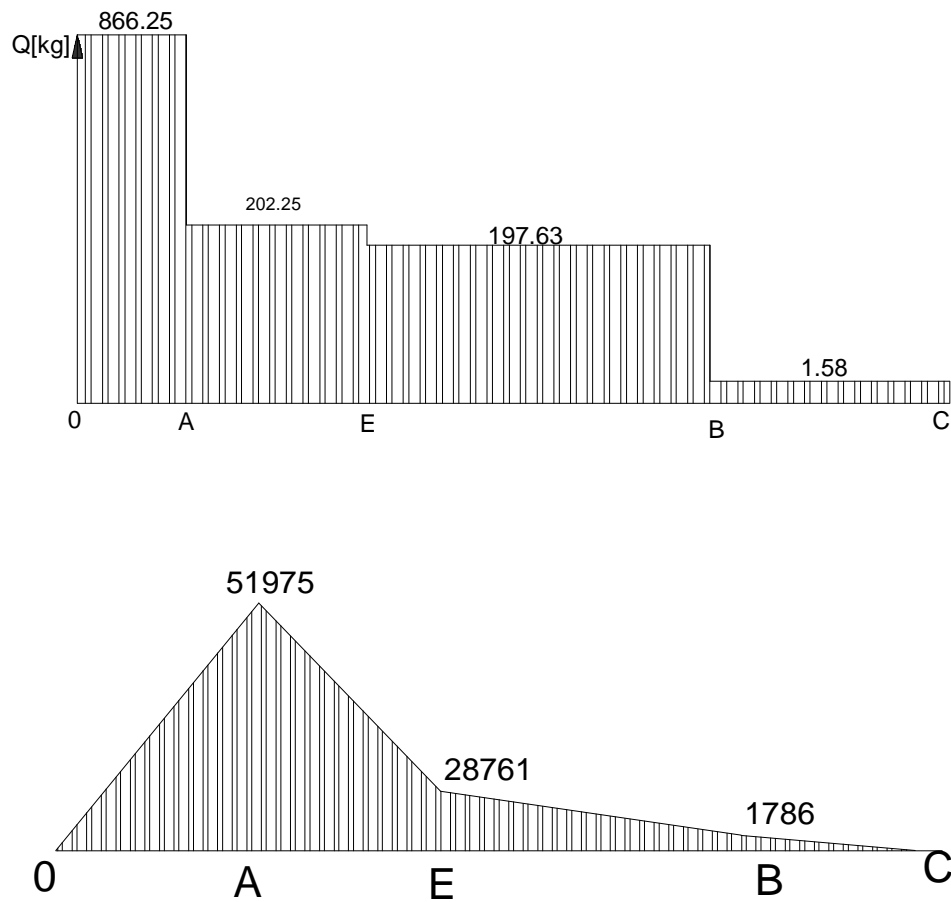


Figura 5. 63. Diagrama de Momento Flector

Análisis en los punto A y B

Punto B

Esfuerzo cortante: $\tau = 5.63 \frac{kg}{mm^2}$

Esfuerzo normal debido a las fuerzas axiales: $\sigma_a = 0.331 \frac{kg}{mm^2}$

Esfuerzo normal debido a la flexión: $\sigma^f = \frac{M_B}{W} = \frac{M_B}{\frac{\pi(D^4 - d^4)}{32 * D}} = 0.087 Kg / mm^2$

Donde el momento es de 1786 Kg*mm

Donde el esfuerzo total es:

$$\sigma = \sigma_a + \sigma_f$$

$$\sigma = 0.418 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

Punto A

Esfuerzo cortante: $\tau = 5.63 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$

El esfuerzo normal debido a las fuerzas axiales: $\sigma_a = 0$

El momento flector en el punto es: $M_a = 51975 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$

Donde el esfuerzo normal es de 5.64 Kg/mm^2

Donde el esfuerzo normal total es:

$$\sigma = \sigma_a + \sigma_f = 0 + 5.64$$

$$\sigma = 5.64 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

Por lo tanto el punto A es el más crítico

5.9.6 ANALISIS DE RESITENCIA Y FACTOR DE SEGURIDAD

Aplicando Von Mises-Hencky se tiene:

Esfuerzo fluctuante con inversión completa: $\sigma = 5.64 \text{ Kg} / \text{mm}^2$, que es el esfuerzo normal de amplitud

Esfuerzo de corte: $5.63 \text{ Kg} \cdot \text{mm}^2$

Donde el esfuerzo equivalente aplicado a este caso es:

$$\sigma_{eq-a} : \sqrt{(\sigma^2)} = \sigma$$

$$\sigma_{eq-a} : 5.63 \frac{Kg}{mm^2}$$

Y el esfuerzo equivalente medio:

$$\sigma_{eq,m} : \sqrt{(3 * \tau^2)} = \sqrt{3} * \tau$$

$$\sigma_{eq-m} : 9.7514 \frac{Kg}{mm^2}$$

El material seleccionado para la construcción del eje acero UNS G 10350, cuyo esfuerzo S_u , es $50Kg/mm^2$ y cuyo esfuerzo de fluencia, S_y , es de $27Kg/mm^2$

Por lo tanto según la teoría de fatiga:

$$S_e' = 0.5 * S_u$$

$$S_e' = 0.5 * 50Kg/mm^2 = 25Kg/mm^2$$

$$S_e = S_e' * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e$$

K_a : Factor de acabado superficial, $K_a = 0.8$ maquinado

K_b : Factor de tamaño $1.189D^{-0.097}$

K_c : Factor de confiabilidad, para un 90%, $K_c = 0.897$

K_d : Factor de temperatura, aunque no es influyente, $K_d = 1$

K_e : Factor por concentración de tensiones, $K_e = 0.625$, para canales chaveteros con dureza 150HBN

$$S_e' = 9.32Kg/mm^2$$

$$\frac{S_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_y} = \frac{1}{FS}$$

$$FS = 2$$

5.9.7 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

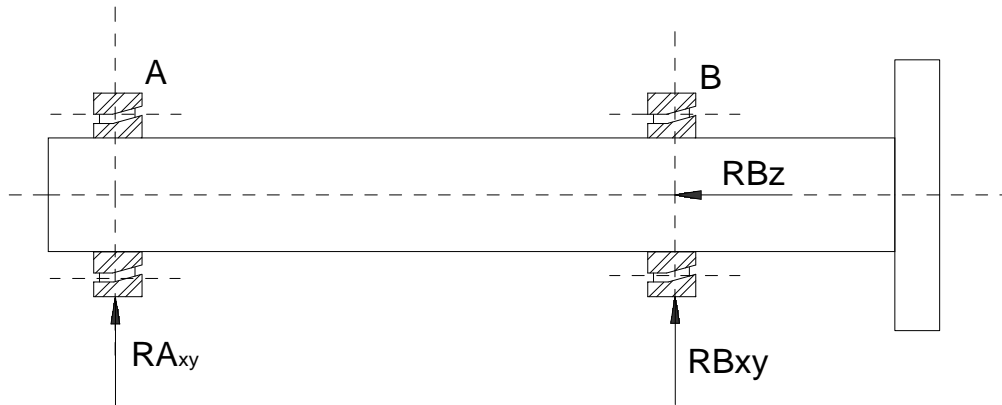


Figura 5. 64. Disposición de rodamientos

Donde:

$$R_{AX}=137kg$$

$$R_{Ay} = 66402kg$$

$$R_{Axy} = \sqrt{(137^2 + 664.02^2)}$$

$$R_{Axy} = 678.01kg = Fr_A$$

$$R_{Bxy} = \sqrt{(R_{BX}^2 + R_{By}^2)}$$

$$R_{Bxy} = \sqrt{69.72^2 + 196.08^2}$$

$$R_{Bxy} = 208kg = Fr_B$$

Si asumimos la columna estática de fluido asumiendo que se cierra bruscamente

entonces:

$$H=5.5m$$

Diámetro de la periferia es: 0,217m

Diámetro del cubo es: 0.078m

El peso específico del agua es 998.67 Kg/m^3

Entonces:

La presión en el fondo esta dada por:

$$\text{Presión} = \rho * g * H$$

$$\text{Presión} = 998.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 5.5 \text{m}$$

$$\text{Presión} = 53819 \text{ Pa}$$

El área de aplicación de la presión esta dada por la diferencia del diámetro de la periferia y el diámetro del cubo por lo tanto:

$$\text{Area} = \frac{\pi}{4} (0.217^2 - 0.078^2) \text{m}^2$$

$$\text{Area} = 0.0322 \text{m}^2$$

Por lo tanto la fuerza es:

$$F = \text{Presión} * \text{Area}$$

$$F = 53819 \text{ Pa} * 0.0322 \text{m}^2$$

$$F = 1733.3 \text{ N}$$

$$F = 176.74 \text{ kg}$$

Que corresponde a la fuerza axial.

Para los factores de servicio, si la turbina trabaja 24 horas durante 4 años y los servicios de mantenimiento están programados cada dos veces por año y duran 5 días entonces tenemos 34080 horas de funcionamiento.

Y el número de revoluciones es de 980 rpm

Para A:

Rodamiento rígido de bolas, soporta solo la carga radial, de acuerdo al catálogo de la SKF, con n y L_h , se tiene:

$$(C/P)=13.6$$

Como $F_{aa}/F_{ra}=0$, entonces

$$P=F_{ra}=678\text{kg}$$

$$C=(C/P)*P=13.6*678\text{kg}*9.8\text{N}/1\text{kg}$$

$$C=90364\text{N}$$

Donde el diámetro es de 46mm y su equivalente en pulgadas es de 1.8'', entonces el rodamiento adecuado es:

SKF serie 6208

Donde las características geométricas son 20 mm de ancho 68mm de diámetro exterior y 10800 Newton de carga dinámica (C).

Para B:

Rodamiento cónico, soporta la carga radial F_{rB} y la carga axial

Según la SKF, con n y L_h , se tiene:

$$(C/P)=10.5$$

Donde:

C: capacidad de carga dinámica, expresada en Newton (de catálogo)

P: carga equivalente de rodamiento

Como $Fr_B/F=208/176.67=1.17$, por lo que es mayor de e^* , del catálogo

$$P=0.4*Fr_B+Y*Fa_B$$

Donde el diámetro del eje es de 1.8'', entonces el rodamiento seleccionado es:

SKF serie 38007X

Que tiene: $C=40500N$; $Y=1.4$ y $e=0.43$

Comprobación:

Reemplazando:

$$P=0.4*176.67+1.4*208=361.87kg$$

$$C=(C/P)*P=10.5*361.78Kg*9.8N/kg$$

$$C=37227(N)$$

Como la carga dinámica del rodamiento es 40500N y el calculado es de 37227N,

se puede concluir que la selección es correcta y satisface el requerimiento.

5.9.8 CARCAZA

Para el cálculo de la presión, el esfuerzo máximo que soportará la tubería es

cuando se cierra completamente entonces la presión es:

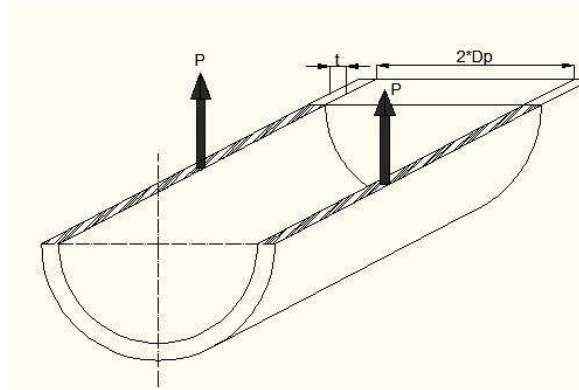


Figura 5. 65. Carcaza

$$P = 1.5 * \rho * g * H$$

$$P = 1.5 * 1000 \frac{Kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{s^2} * 5.5m$$

$$P = 80850 Pa$$

$$P = 11.726 \frac{lbf}{in^2}$$

El diámetro de la carcaza es:

$$D = 2 * dp$$

$$D = 2 * 0.217m$$

$$D = 0.434m$$

A continuación se determina el espesor de acuerdo a las normas ASME VIII división II

Donde:

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6 * P} + t_{corrosión}$$

$$t = \frac{11.726 \frac{lbf}{in^2} * 8.5433in}{10000 \frac{lbf}{in^2} * 0.85 - 0.6 * 11.726 \frac{lbf}{in^2}} + 0.23622in + 0.006$$

$$t = 0.436in$$

$$t = 13mm$$

Determinación del esfuerzo que esta sufriendo la carcaza:

$$\sigma_1 = \frac{P * D}{2 * t}$$

$$\sigma_1 = \frac{80850 Pa * 0.217 m}{2 * 0.013 m}$$

$$\sigma_1 = 1.4624 E^6 Pa$$

Ahora determinamos el factor de seguridad:

El material seleccionado para la carzaca es UNS A92017

$$F_s = \frac{[\sigma_{material}]}{\sigma_1}$$

$$F_s = \frac{6.8967 E^7 Pa}{2.462 E^6 Pa}$$

$$F_s = 25$$

En este caso es de 25 que es satisfactorio ya que se cálculo de acuerdo a las normas ASME. Considerando que no es un elemento que no hay cambiarlo, es único durante la construcción de la misma y garantiza su vida útil para 25 años.

5.9.9 DETERMINACIÓN DE LOS PERNOS DE ANCLAJE DE LA TURBINA A LA TUBERIA DE PRESION

Para estos casos la mejor opción es mediante bridas con sellos no permitir fugas durante el funcionamiento y paro de las mismas, por lo tanto se selecciono un empaque de silicona.

Se determina que el montaje de la turbina axial es a un ángulo de 20° con el eje horizontal por lo tanto la presión esta calculada a esas condiciones, entonces:

La presión manométrica en el tubo es:

$$P = \rho * g * H$$

$$P = 80850 Pa$$

El área al que esta sujeto la turbina se el diámetro medio entre el diámetro de la brida con el diámetro externo de la carcaza, entonces la fuerza que tendrá que soportar será:

$$A = \frac{\pi}{4} * (D_{\text{int}})^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} * (0.434)^2 m^2$$

$$A = 0.148 m^2$$

Para calcular el número de pernos, aplicamos:

$$\frac{P_p}{P} = 1.5$$

Donde:

P_p , presión de prueba

P , presión de trabajo

A continuación se calcula la fuerza mayorada.

$$F_o = C * P * A$$

Donde:

C , Define la carga de apertura en función de la carga exterior, cuando se trate de uniones para recipientes a presión se acostumbra a tomar valores entre [1.2-2]

Por lo tanto tomamos el valor de $C=2$

Por lo tanto se tiene:

$$F_o = 2 * 26.42 \frac{lbf}{in^2} * 226.12 in^2$$

$$F_o = 11948 lbf$$

Escogemos un material SAE grado 2, el cual contiene un $S_p=55\text{Kpsi}$ y $S_y=74\text{Kpsi}$

Donde:

S_p , Carga de prueba

Por lo tanto:

$$S_p = 38.7 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

$$S_p = 40821 \text{ psi}$$

$$S_y = 57000 \text{ psi}$$

Se calcula el esfuerzo de diseño:

$$S_{\text{diseño}} = 0.4 * S_y$$

$$S_{\text{diseño}} = 0.4 * 57000 \text{ psi}$$

$$S_{\text{diseño}} = 22800 \text{ psi}$$

Se calcula el área del esfuerzo total:

$$A_{st} = \frac{F_o}{S_{\text{diseño}}} = \frac{11948 \text{ lbf}}{22800 \text{ psi}}$$

$$A_{st} = 0.5363 \text{ in}^2$$

Se calcula el área de esfuerzo del perno:

Donde se asume el número de pernos, $N=8$, con una ubicación de 45 grados

$$A_s = \frac{A_{st}}{N} = \frac{0.5363 \text{ in}^2}{8}$$

$$A_s = 0.0745 \text{ in}^2$$

De acuerdo a la tabla 1[13]:

Por lo tanto se escoge ocho pernos SAE grado 2 de 3/8 de 24 hilos por pulgada UNF.

La rosca es seleccionada de la tabla A-31 Dimensiones de tuercas y contratueras hexagonales y acabados [6].

Por lo tanto se selecciona ocho tuercas ASA B18.2-3/8.

Anexo I 3. Tablas de Pernos

Otra alternativa para el cálculo de pernos de acuerdo Shygle es:

Cálculo de la constante de rigidez del perno es:

$$Kb = \frac{\pi * d^2 * E}{4 * l}$$

Donde:

d , diámetro del perno nominal

E, módulo de elasticidad

l , longitud de agarre del perno

Por lo tanto:

$$Kb = \frac{\pi * (3/8)^2 * 30E^6}{4 * 0.56}$$

$$Kb = 6.02E^6 \frac{lbf}{pulg}$$

Cálculo de la constante del hierro fundido es:

$$Km = \frac{\pi * E * d}{2 * \ln \left[\frac{5 * (l + 0.5d)}{l + 2.5d} \right]}$$

Por lo tanto:

$$Km = \frac{\pi * 12E^6 * d * 0.077}{2 * \ln \left[\frac{5 * (1.5 + 0.5 * 0.077)}{0.56 + 2.5 * 0.077} \right]}$$

$$Km = 1.09E^7 \frac{lbf}{pulg}$$

Donde la constante C es:

$$C = \frac{kb}{kb + km}$$

$$C = \frac{6.02E^6}{6.02E^6 + 1.09E^7}$$

$$C = 0.35$$

$$Fi = At * Sut - \frac{C * 18}{2 * N} \left[\frac{Sut}{Se} + 1 \right]$$

Donde:

At, área a la tracción del perno

N, número de pernos

Sut, esfuerzo a compresión

Se, límite de fatiga

Por lo tanto se calcula:

$$Se' = 19.2 + 0.314 * 74$$

$$Se' = 42.43 \text{ Kpsi}$$

$$Se = 0.333 * 42.43$$

$$Se = 18.4 \text{ kpsi}$$

$$Fi = 0.077 * 74 - \frac{0.35 * 18}{2 * N} \left[\frac{74}{18.4} + 1 \right]$$

$$Fi = 5.18 - \frac{16.372}{N}$$

| N | 4 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|------------|------|------|------|------|------|
| Fi Kpsi | 1.08 | 2.45 | 2.82 | 2.96 | 3.13 |

$$Fp = 0.77 * 55$$

$$Fp = 3.85 Kpsi$$

$$Fi(mín) = 0.6 * Fp$$

$$Fi(mín) = 33 Kpsi$$

$$Fi(máx) = 0.9 * Fp$$

$$Fi(máx) = 49.5 Kpsi$$

Factor de seguridad es:

$$n = \frac{0.077 * 57 - 3.13}{0.35 * 0.75}$$

$$n = 3.87 \approx 4$$

Por lo tanto se concluye que es satisfactoria la selección del perno SAE 2 de 3/8 .

5.9.10 DIMENSIONAMIENTO DE LA ESTRUCTURA DE LA CARCAZA BULBO

La configuración de la carcaza tipo bulbo para este ejercicio de validación es conformado de acuerdo a las siguientes características:

A lo largo del eje principal se tiene los siguientes elementos, la nariz del cubo del rotor que tiene una dimensión de 60mm, también consta del cubo del rotor con sus respectivos álabes (tres álabes), de dimensión de 50mm; incluye también el cubo del distribuidor de dimensión de 40mm, contiene también dos rodamientos

de 40mm ancho, una polea que tiene una dimensión de 20mm y para el montaje de elementos se considera una dimensión de 155mm por lo tanto de tiene una longitud del eje de 385mm.

Esta longitud es importante para la consideración del bulbo, además hay que tomar en cuenta que la geométrica de esta turbina es pequeña por lo tanto no tendrá el generador en el interior del bulbo como es acostumbrado en este tipo de turbina, en cambio el mecanismo de salida de bandas estará montado en la parte exterior para el acople con el generador.

Además por principio de venturi la reducción de la sección de la tubería a una de menor diámetro incrementa la velocidad de energía de presión a energía cinética la cual es favorable por lo tanto se tiene una diámetro inicial de 417mm.

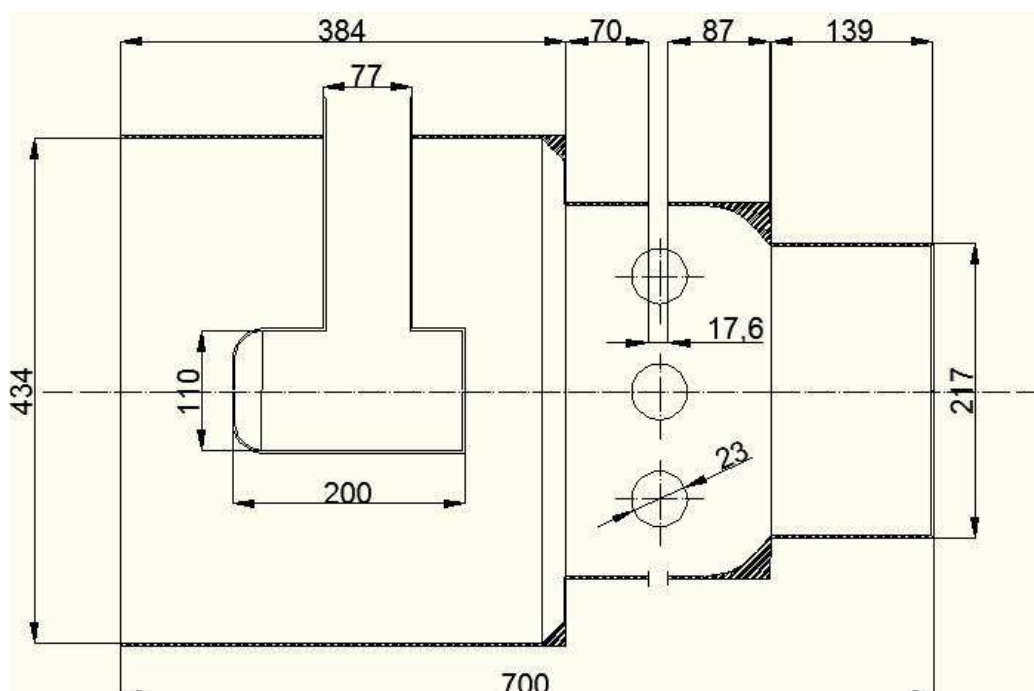


Figura 5. 66. Dimensiones de carcaza Bulbo

Al utilizar las dimensiones y probar el programa Solidwork 2010 se obtuvo la confirmación mediante el estudio de cosmos express.

Mediante el estudio de tensiones el informe se presenta:

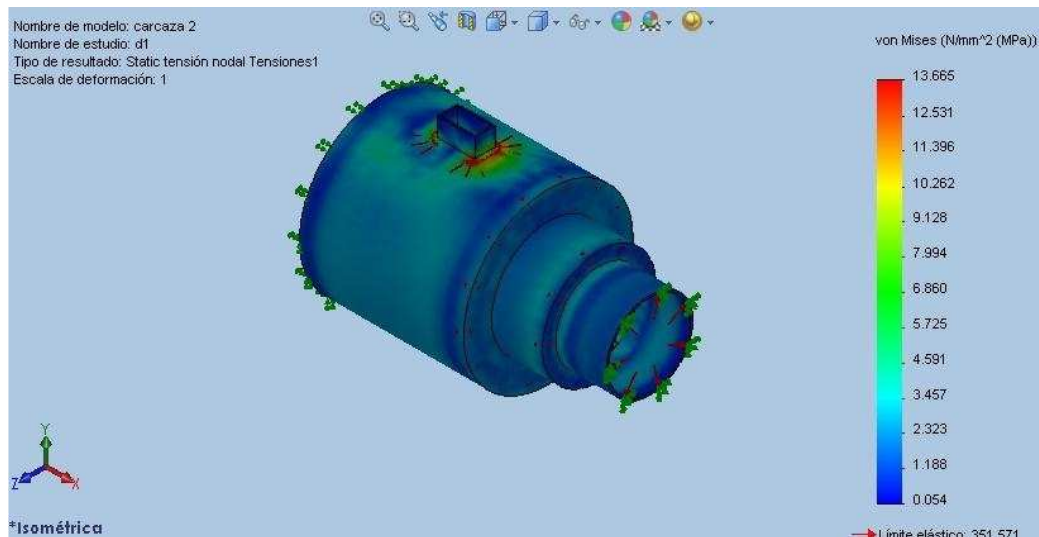


Figura 5. 67. Tensiones

Estudio de desplazamientos se tiene:

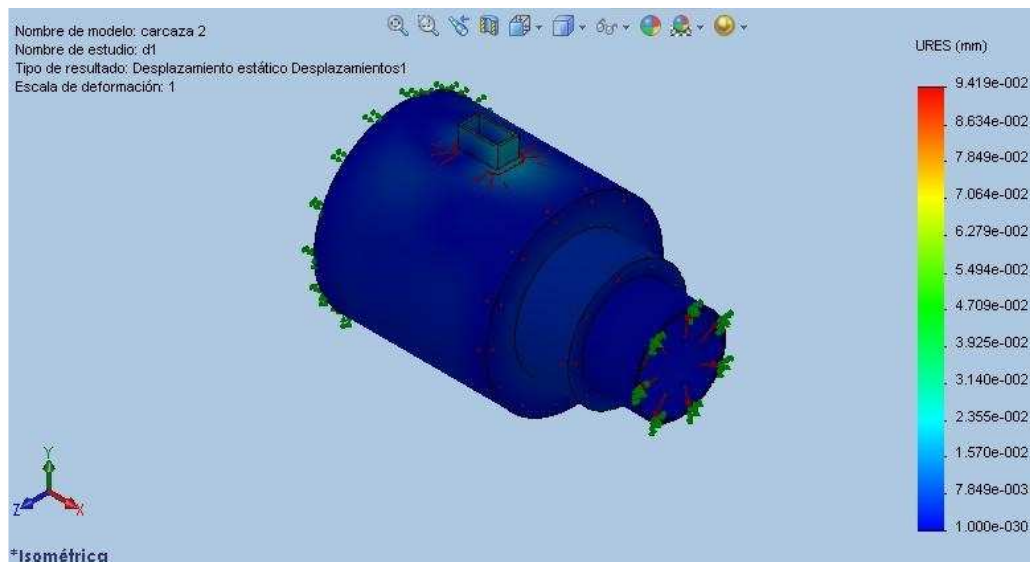


Figura 5. 68. Desplazamientos

Estudio de deformaciones unitarias:

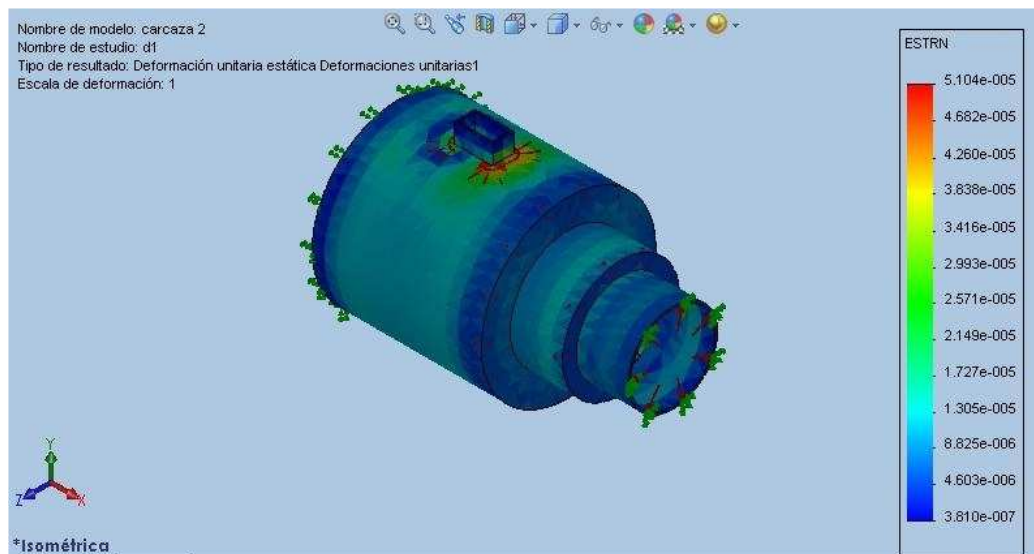


Figura 5. 69.Deformaciones unitarias

Estudio del factor de seguridad:

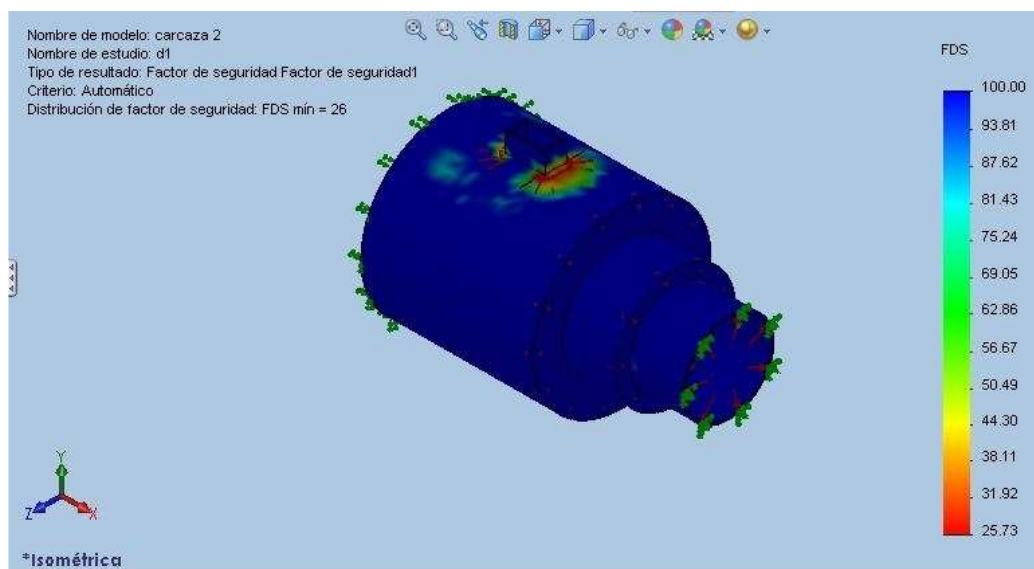


Figura 5. 70. Factor de seguridad

Donde el menor factor de seguridad es de 26, lo cual asegura una condición satisfactoria de operación.

Determinación del bulbo interno dentro de la carcaza.

Según la norma ASME VIII división uno, se puede determinar la el factor el factor de seguridad que esta soportando el bulbo, ya que se dispone del mismo espesor con el cual fue seleccionado para el cálculo de la carcaza

Por lo tanto se tiene:

$$P = 80850 \text{ Pa} \approx 11.75 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

$$D_o = 0.434 \text{ m} \approx 18.26 \text{ in}$$

$$t = 15 \text{ mm} \approx 0.6 \text{ in}$$

$$\text{Módulo de Elasticidad} = 20 \text{E}^6$$

Para calcular la presión máxima permitida se tiene:

$$A = \frac{0.125}{(R_o/t)}$$

$$A = \frac{0.125}{\left(\frac{18.26}{0.6}\right)} = 0.00625$$

Se calcula B con el módulo de elasticidad de acero austenítico que es de 29E^6 por lo tanto nos da un valor de 5500 [11]

$$P_{\text{máx}} = \frac{\left(\frac{12}{0.6}\right)}{5500}$$

$$P_{\text{máx}} = 275$$

Se calcula el factor de seguridad:

$$n = \frac{275.}{11.56}$$

$$n = 23.78$$

Por lo tanto para la selección del espesor del bulbo es el 1.17 % más según norma ASME VIII división 1.

Por lo tanto el espesor es:

$$E_{bulbo} = 1.17 * 0.6in$$

$$E_{bulbo} = 0.7in$$

CAPÍTULO VI

6 COSTOS

INTRODUCCION

En este capitulo se detallará los costos unitarios con el ejercicio de validación del software, donde la turbina bulbo tiene una potencia de generación ya instalada en la red de 10Kw.

Por lo tanto los costos se clasifican en:

- ✓ Directos
- ✓ Indirectos

Costos Directos:

Son los gastos relacionados con los servicios de materiales, mano de obra, equipos, herramientas y transporte.

A continuación se presenta el estudio de costos por materiales.

Materiales

| DESCRIPCION | UNID. | PRECIO UNIT | CANTIDAD | PRECIO TOTAL |
|--------------------------------|-------|-------------|--------------|----------------|
| ANTICORROSIVO NEGRO | U | 8.56 | 1 | 8.56 |
| BRONCE NAVAL | KG | 4.25 | 27 | 114.75 |
| CHATARRA | KG | 1.10 | 20 | 22.00 |
| CHUCHILLA DE DESBASTE TUNSTENO | U | 5.15 | 1 | 5.15 |
| CUCHILLAS | U | 4.13 | 14 | 57.82 |
| CUCHILLAS DE FRESAS TUNSTENO | U | 5.15 | 4 | 20.60 |
| DISCO DE DESBASTE A 24/30 S/SF | U | 16.00 | 2 | 32.00 |
| EJE UNS C28000 OD 23mm | KG | 2.89 | 4 | 11.56 |
| ELECTRODOS 7018 | KG | 2.50 | 5 | 12.50 |
| FRASAS | U | 3.15 | 9 | 28.35 |
| FRESAS | U | 3.15 | 6 | 18.90 |
| JUEGO DE FRESAS | U | 3.15 | 4 | 12.60 |
| JUEGO DE OXICORTE | U | 12.50 | 1 | 12.50 |
| MOLDE | U | 30.00 | 2 | 60.00 |
| MOLDES EN ARENA | U | 30.00 | 9 | 270.00 |
| PLANCHA IPAC ASTM A 588 Gr C | KG | 30.00 | 4 | 120.00 |
| REFRIGERANTE | U | 2.78 | 4 | 11.12 |
| TUBO API 5LB OD 18 | KG | 8.00 | 1 | 8.00 |
| TUBO API 5LB OD 9 7/8 | KG | 5.80 | 50 | 290.00 |
| UNS C28000 | KG | 5.80 | 19.5 | 38.42 |
| | | | TOTAL | 1160.62 |

Herramientas y Equipos

| DESCRIPCION | UNID. | PRECIO UNIT | CANTIDAD | PRECIO TOTAL |
|------------------------------|-------|-------------|--------------|----------------|
| CEPILLO MECANICO | U | 15 | 2 | 20 |
| EQUIPO PARA PINTAR | U | 5 | 0.5 | 2.5 |
| EQUIPO DE FUNDISION | U | 40 | 4 | 160 |
| EQUIPO DE SUELDA OUTOGENA | U | 11.66 | 2 | 23.32 |
| FRASADORA | U | 10 | 2 | 10 |
| FRASADORA | U | 10 | 61 | 610 |
| MONTACARGA 6.5 TON | U | 15 | 1 | 15 |
| RACE DE CONECCIONES ROTARIAS | U | 15 | 1 | 15 |
| SUELDA ELECTRICA | U | 10 | 5 | 50 |
| TALADRO | U | 11.66 | 18 | 209.88 |
| TALADRO RADIAL | U | 11.66 | 5 | 58.3 |
| TORNO | U | 11.66 | 4 | 52.47 |
| TORNO GRANDE | U | 16.66 | 2 | 33.32 |
| TORNO PEQUENO | U | 11.66 | 4 | 46.64 |
| | | | TOTAL | 1316.43 |

Mano de obra

| DESCRIPCION | UNID. | PRECIO UNIT | CANTIDAD | PRECIO TOTAL |
|--------------------------------|-------|-------------|--------------|---------------|
| TORNERO | U | 1.97 | 6.5 | 12.81 |
| SOLDADOR | U | 1.86 | 2 | 3.72 |
| OBREIRO MECANICO | U | 1.86 | 2 | 3.72 |
| CONDUCTOR DE MONTACARGA 6.5TON | U | 1.97 | 2 | 3.94 |
| OPERADOR HORNO FUNDICION | U | 3.75 | 32 | 120.00 |
| TALADRO | U | 1.97 | 4 | 7.88 |
| TORNO | U | 1.97 | 32 | 63.04 |
| SUELDA ELECTRICA | U | 1.97 | 32 | 63.04 |
| OPERADOR HORNO FUNDIDO | U | 3.75 | 72 | 270.00 |
| FRESADOR | U | 1.97 | 43 | 84.71 |
| OPERADOR TALADRO | U | 1.97 | 18 | 35.46 |
| PINTOR | U | 1.86 | 0.5 | 0.93 |
| | | | TOTAL | 630.23 |

Transporte de Materiales

| DESCRIPCION | UNID. | PRECIO UNIT | CANTIDAD | PRECIO TOTAL |
|--------------------------------|-------|-------------|--------------|--------------|
| ANTICORROSIVO NEGRO | U | 5 | 1 | 5 |
| BRONCE NAVAL | KG | 5 | 27 | 135 |
| CHATARRA | KG | 5 | 20 | 100 |
| CHUCHILLA DE DESBASTE TUNSTENO | U | 5 | 1 | 5 |
| CUCHILLAS | U | 5 | 14 | 70 |
| CUCHILLAS DE FRESAS TUNSTENO | U | 5 | 4 | 20 |
| DISCO DE DESBASTE A 24/30 S/SF | U | 5 | 2 | 10 |
| EJE UNS C28000 OD 23 | KG | 5 | 4 | 20 |
| ELECTRODOS 7018 | KG | 5 | 5 | 25 |
| FRASAS | U | 5 | 9 | 45 |
| FRASAS | U | 5 | 6 | 30 |
| JUEGO DE FRESAS | U | 5 | 4 | 20 |
| JUEGO DE OXICORTE | U | 5 | 1 | 5 |
| MOLDE | U | 5 | 2 | 10 |
| MOLDE | U | 5 | 9 | 45 |
| PLANCHA IPAC ASTM A 588 Gr C | KG | 5 | 4 | 20 |
| REFRIGERANTE | U | 5 | 4 | 20 |
| TUBO API 5LB OD 18 | KG | 5 | 50 | 250 |
| TUBO API 5LB OD 9 7/8 | KG | 5 | 1 | 5 |
| UNS C28000 | KG | 1 | 19.5 | |
| | | | TOTAL | 864.5 |

COSTO TOTAL DE LA TURBINA

| INSTITUCION: ESCUELA POLITECNICA DE CHIMBORAZO | | | | | |
|---|--|-------|-------------|--------------|----------------|
| PROYECTO: VALIDACION SOFTWARE | | | | | |
| ELABORADO POR: LOPEZ GALARZA JIMMY LIVINO | | | | | |
| FECHA: 19/01/2010 | | | | | |
| ITEM | DESCRIPCION | UNID. | PRECIO UNIT | CANTIDAD | PRECIO TOTAL |
| 00A1 | CONSTRUCCION DE LA CARCAZA | U | 1276.11 | 1 | 1276.11 |
| 00A2 | CONSTRUCCION DE ALABE DEL ROTOR | U | 295 | 4 | 1180 |
| 00A3 | CONSTRUCCION DE ALABE DEL DISTRIBUIDOR | U | 241.5 | 9 | 2173.5 |
| 00A4 | CONSTRUCCION DE EJE PRINCIPAL | U | 61.01 | 1 | 61.01 |
| 00A5 | CONSTRUCCION DE CUBO DEL ROTOR | U | 219.96 | 1 | 219.96 |
| 00A6 | CONSTRUCCION DE CUBO DEL DISTRIBUIDOR | U | 254.27 | 1 | 254.27 |
| 00A7 | CONSTRUCCION DE NARIS DEL CUBO DEL ROTOR | U | 106.37 | 1 | 106.37 |
| | | | | TOTAL | 5271.22 |

Se tiene datos de fabricantes de la compania Tecnología Dual E.I.R.L (Perú) Noviembre del 2009.

Para las turbinas ANEXO

CAPITULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 INTRODUCCION

Este capítulo tiene a bien establecer y puntualizar, los puntos más importantes establecidos a lo largo del estudio de esta memoria, esperando que en el futuro sea instrumento de mejoramiento continuo y sirva para futuros estudios en esta área de desarrollo tecnológico.

6.2 CONCLUSIONES

- ✓ Aprovechar los recursos naturales existentes en el Ecuador a favor de la generación de energía eléctrica, A partir de la turbina Bulbo que posee una eficiencia de más de 92% , teniendo como parámetros fundamentales de diseño, el caudal, , altura neta, potencia hidráulica y rpm.
- ✓ La velocidad específica de una turbina bulbo es muy alta de entre 600 y 1200. Su número de revoluciones es pequeño, por lo que obliga a tener un alternador con un gran número de polos, y en consecuencia un gran diámetro.
- ✓ Una de las ventajas de esta turbina es el estudio del posicionamiento, de la distancia comprendida entre los álabes del rotor con los del distribuidor, al

interactuar con estos se puede aumentar la eficiencia de la turbina debido a la dirección de las líneas de flujo del fluido.

- ✓ La turbina Bulbo como su nombre lo indica tiene la ventaja que el generador está ubicado en la parte interna del bulbo donde el fluido sirve como lubricante para enfriar al generador a través de las paredes y por la configuración del bulbo disminuye el área y con ello se eleva la velocidad del fluido.
- ✓ La elevada eficiencia obtenida en esta turbina también se debe a los perfiles aerodinámicos empleados en su construcción.

6.3 RECOMENDACIONES

- ✓ Como se ha detallado, la eficiencia de la turbina Bulbo es de más de 95% , pero si bien es cierto esta turbina es aplicable para grandes caudales y pequeñas alturas (5-20)m, por lo que la selección adecuada es crucial para su instalación y desarrollo.
- ✓ Es recomendable durante la adquisición de este tipo de turbina verificar los sistemas de control de posicionamiento de los álabes tanto del distribuidor como del rotor, ya que su mecanismo posee cierta complicación durante la construcción.

- ✓ Durante la adquisición se recomienda tomar en cuenta los materiales que conforma los elementos constitutivos de la turbina, poner énfasis en materiales inoxidables, claro que es visto que su costo se incrementa significativamente.
- ✓ Se recomienda a los futuros investigadores en establecer un modelo matemático para determinar la ubicación exacta para colocar los álabes del distribuidor con el rotor.
- ✓ Se recomienda investigar una forma aplicativa de poder determinar cavitación a través de un paquete computacional.
- ✓ Durante el diseño del eje otro parámetro a tomar en cuenta, es fundamental es el cálculo de la velocidad de embalamiento y la velocidad crítica.

Anexo I

RANGO DE APLICACION DE TURBINAS HIDRAULICAS

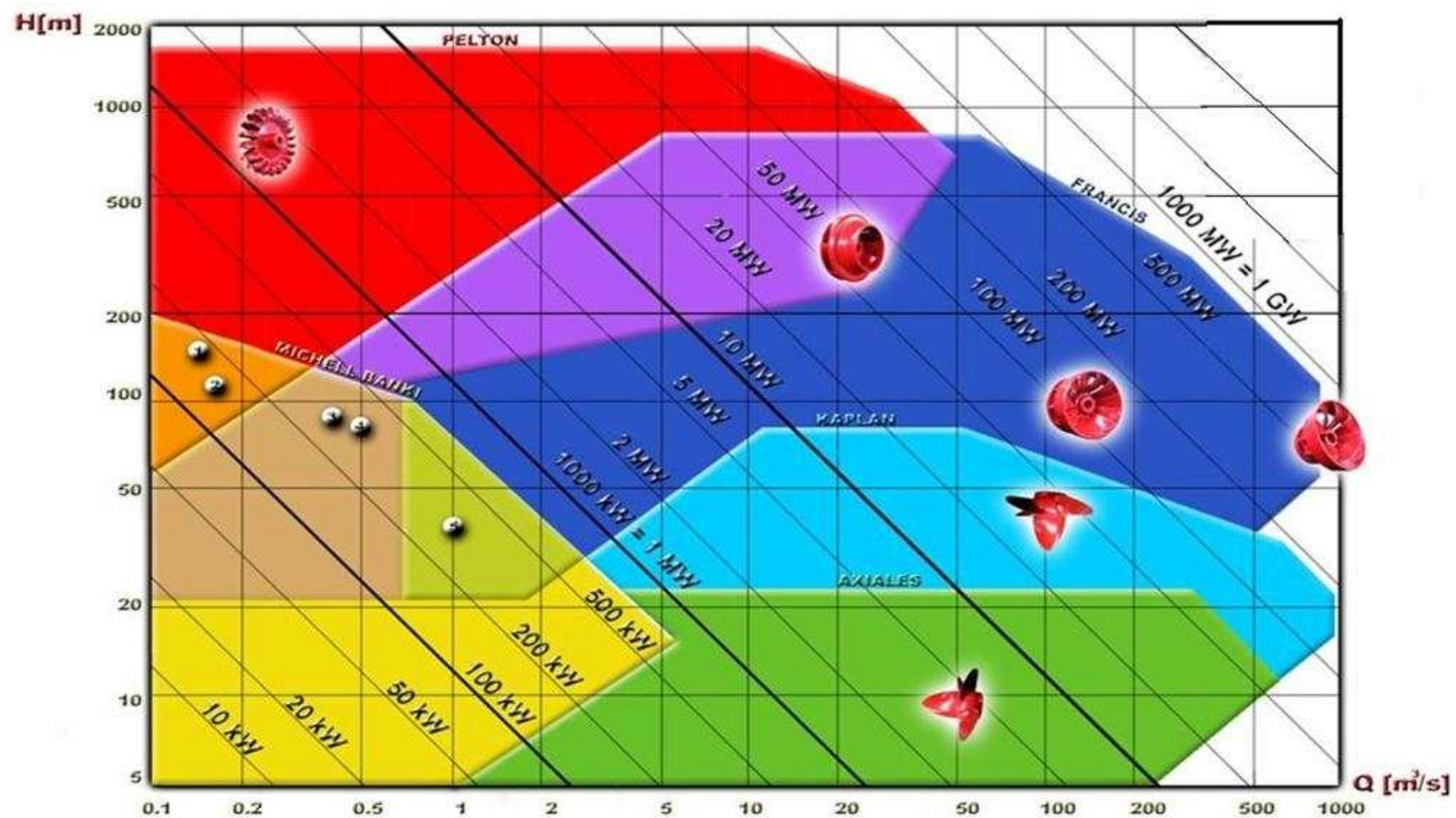
| TIPO DE TURBINA | N_q | N_s |
|-----------------------------------|---------|----------|
| Turbina Pelton de 1 tobera | hasta 9 | hasta 10 |
| Turbina Pelton de 2 toberas | 4-13 | 14-42 |
| Turbina Pelton de 3 toberas o más | 5-22 | 17-73 |
| Turbina Michell-Banki | 18-60 | 60-200 |
| Turbina Francis Lenta | 18-38 | 69-125 |
| Turbina Francis Normal | 38-68 | 125-225 |
| Turbina Francis Rápida | 68-135 | 225-450 |
| Turbina Axial | 105-300 | 350-1000 |

Clasificación general aproximada de las turbinas
según su velocidad específica
(sistema métrico)

| N_s | Tipo | Caida neta, metros |
|-------------|-------------------------|-----------------------|
| — 18 | Pelton 1 chiflón | 800 |
| 18 — 25 | Pelton 1 chiflón | 800 — 400 |
| 26 — 35 | Pelton 1 chiflón | 400 — 100 |
| 26 — 35 | Pelton 2 chiflones | 800 — 400 |
| 36 — 50 | Pelton 2 chiflones | 400 — 100 |
| 51 — 72 | Pelton varios chiflones | 400 — 100 |
| 55 — 70 | — Francis muy lenta | 400 — 200 |
| 70 — 120 | — Francis lenta | 200 — 100 |
| 120 — 200 | — Francis media | 100 — 50 |
| 200 — 300 | — Francis rápida | 50 — 25 |
| 300 — 450 | — Francis muy rápida | 25 — 15 |
| 400 — 500 | — Hélice ultrarrápida | hasta — 15 |
| 270 — 500 | — Kaplan lenta | 50 — 15 |
| 500 — 800 | — Kaplan rápida | 15 — 5 |
| 800 — 1 100 | — Kaplan ultrarrápida | < 5 |

Anexo II

SELECCION DE TURBINAS HIDRAULICAS



Anexo III

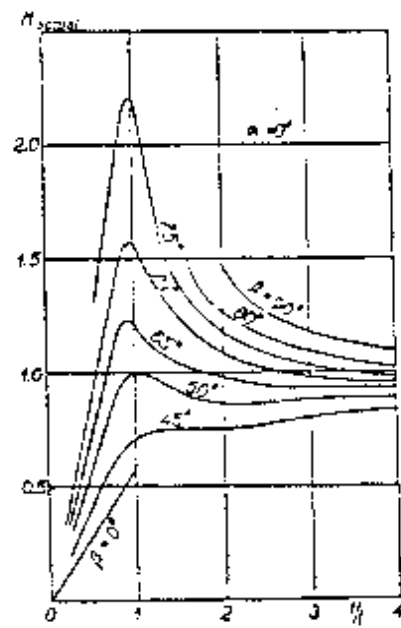


FIG. 236

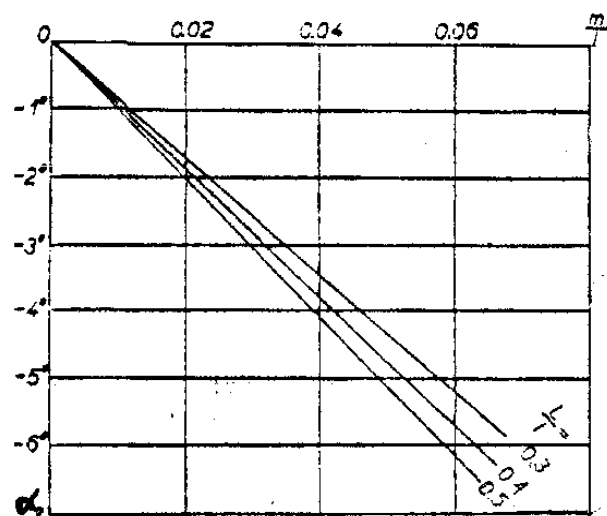


FIG 225

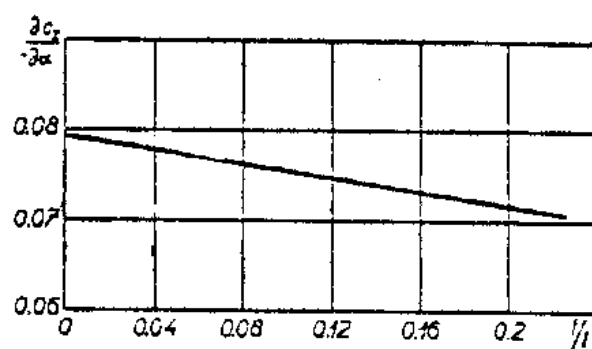


FIG 226

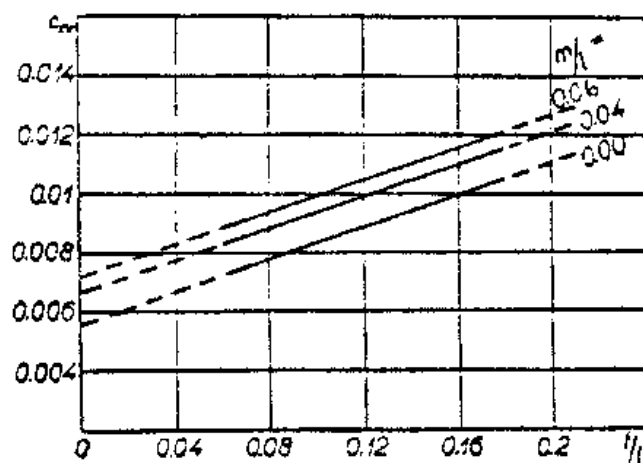


FIG 227

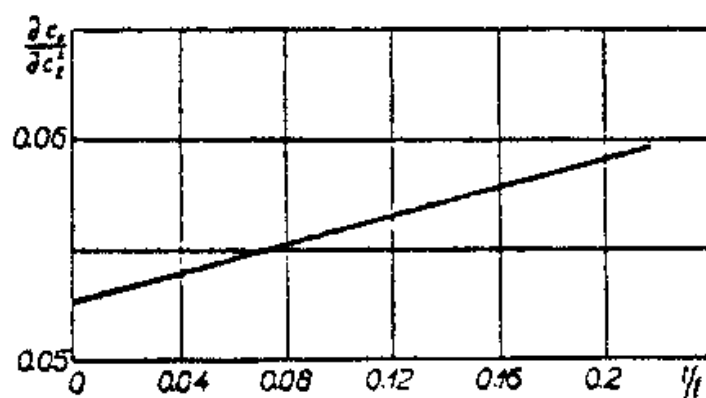


FIG 228

Anexo IV

UNIONES ATORNILLADAS

VALORES DE LA CUM TABLA 1
AREAS DE ESFUERZOS DE ROSCAS ESTANDAR AMERICANO

| DIAMETRO NOMINAL Pulg. | ROSCA GRUESA | | | ROSCA FINA | | |
|------------------------------|-----------------------|---------------------|------------------|-----------------------|--------------------|------------------|
| | HILOS POR PULG. | AREA DE ESFUERZO | | HILOS POR PULG. | AREA DE ESFUERZO | |
| | | Pulg. ² | mm. ² | | Pulg. ² | mm. ² |
| 1/4 | 20 | 0,0318 | 20,53 | 28 | 0,0364 | 23,47 |
| 5/16 | 18 | 0,0524 | 33,83 | 24 | 0,0581 | 37,46 |
| 3/8 | 16 | 0,0775 | 50,00 | 24 | 0,0878 | 56,66 |
| 7/16 | 14 | 0,1063 | 68,59 | 20 | 0,1187 | 76,59 |
| 1/2 | 13 | 0,1419 | 91,55 | 20 | 0,1600 | 103,2 |
| 1/2 | 12 | 0,1378 | 88,88 | | | |
| 9/16 | 12 | 0,1819 | 117,4 | 18 | 0,2030 | 131,0 |
| 5/8 | 11 | 0,2260 | 145,8 | 18 | 0,2560 | 165,1 |
| 3/4 | 10 | 0,3345 | 215,8 | 16 | 0,3730 | 240,6 |
| 7/8 | 9 | 0,4617 | 297,9 | 14 | 0,5095 | 328,7 |
| 1 | 8 | 0,6057 | 390,8 | 12 | 0,6630 | 427,8 |
| 1 1/8 | 7 | 0,7633 | 492,4 | 12 | 0,8557 | 552,1 |
| 1 1/4 | 7 | 0,9691 | 625,2 | 12 | 1,0729 | 692,2 |
| 1 3/8 | 6 | 1,1549 | 745,1 | 12 | 1,3147 | 848,2 |
| 1 1/2 | 6 | 1,4053 | 906,6 | 12 | 1,5810 | 1020 |
| 1 3/4 | 5 | 1,8995 | 1225 | 12 | 2,1875 | 1411 |
| 2 | 4,5 | 2,4982 | 1612 | 12 | 2,8917 | 1866 |
| 2 1/4 | 4,5 | 3,2477 | 2095 | 12 | 3,6943 | 2383 |
| 2 1/2 | 4 | 3,9988 | 2580 | 12 | 4,5951 | 2965 |
| 2 3/4 | 4 | 4,9340 | 3183 | 12 | 5,5940 | 3609 |
| 3 | 4 | 5,9674 | 3850 | 12 | 6,6912 | 4317 |

Anexo V

Cotización de la Empresa constructora de Nombre Tecnología Dual E.I.R.L
(Perú) Noviembre del 2009.

| Potencia | Peltón | Michell Banki | Bulbo |
|----------|--------|------------------|-------|
| Kw | USD | USD | USD |
| 0.5 | 500 | 600 | 800 |
| 1 | 750 | 850 | 1050 |
| 2 | 1000 | 1100 | 1300 |
| 3 | 1450 | 1550 | 1750 |
| 4 | 2200 | 2300 | 2500 |
| 5 | 3400 | 3500 | 3700 |
| 6 | 4000 | 4100 | 4300 |
| 10 | 6500 | 6600 | 6800 |
| 20 | 8000 | 8300 | 8700 |
| 30 | 10500 | 10600 | 12000 |
| 40 | 12700 | 12850 | 13800 |
| 50 | 15400 | 15600 | 17500 |
| 60 | 18500 | 18800 | 20500 |
| 80 | 21000 | 21700 | 22500 |
| 100 | 27000 | 28000 | 32000 |
| 120 | 30000 | 30500 | 35000 |
| 150 | 32500 | 33600 | 40000 |

| Potencia | TURGO | MICHELL BANKI | KAPLAN |
|----------|---|---|---|
| | PELTON | | BULBO |
| KW | Dólares | Dólares | Dólares |
| 200 | 40.000 + 20.000 con generador y tablero | 45.000 + 22.000 con generador y tablero | 50.000 + 26.000 con generador y tablero |
| 250 | 45.000 + 22.500 con generador y tablero. | 50.000 + 24.500 con generador y tablero | 55.000 + 28.500 con generador y tablero |
| 300 | 50.000 + 25.000 con generador y tablero | 55.000 + 27.000 con generador y tablero | 60.000 + 31.000 con generador y tablero |
| 350 | 55.000 + 27.500 con generador y tablero | 60.000 + 29.500 con generador y tablero | 65.000 + 33.500 con generador y tablero |
| 400 | 60.000 + 30.000 con generador y tablero | 65.000 + 35.000 con generador y tablero | 70.000 + 39.000 con generador y tablero |
| 450 | 65.000 + 32.500 con generador y tablero | 70.000 + 34.500 con generador y tablero | 75.000 + 29.500 con generador y tablero |
| 500 | 70.000 + 35.000 con generador y tablero | 75.000 + 37.000 con generador y tablero | 80.000 + 41.000 con generador y tablero |
| 550 | 75.00 + 37.500 con generador y tablero | 80.000 + 39.500 con generador y tablero | 85.000 + 43.500 con generador y tablero |
| 600 | 80.000 + 40.000 con generador y tablero | 85.000 + 42.000 con generador y tablero | 90.000 + 46.000 con generador y tablero |
| 650 | 85.000 + 42.500 con generador y tablero | 90.000 + 44.500 con generador y tablero | 95.000 + 48.500 con generador y tablero |
| 700 | 90.000 + 45.000 con generador y tablero | 95.000 + 47.000 con generador y tablero | 100.000 + 51.000 con generador y tablero |
| 750 | 95.000 + 47.500 con generador y tablero | 100.000 + 48.500 con generador y tablero | 105.000 + 48.500 con generador y tablero |
| 800 | 100.000 + 50.000 con generador y tablero | 110.000 + 53.000 con generador y tablero | 120.000 + 59.000 con generador y tablero |
| 850 | 150.000 + 75.000 con generador y tablero | 160.000 + 78.000 con generador y tablero | 170.000 + 84.000 con generador y tablero |
| 900 | 200.000 + 100.000 con generador y tablero | 220.000 + 103.000 con generador y tablero | 240.000 + 109.000 con generador y tablero |
| 1000 | 250.000 + 120.000 con generador y tablero | 260.000 + 130.000 con generador y tablero | 300.000 + 150.000 con generador y tablero |
| 1250 | 300.000 + 150.000 con generador y tablero | 310.000 + 160.000 con generador y tablero | 350.000 + 180.000 con generador y tablero |
| 1500 | 350.000 + 175.000 con generador y tablero | 360.000 + 185.000 con generador y tablero | 400.000 + 205.000 con generador y tablero |
| 1750 | 400.000 + 200.000 con generador y tablero | 410.000 + 220.000 con generador y tablero | 450.000 + 240.000 con generador y tablero |
| 2000 | 450.000 + 225.000 con generador y tablero | 460.000 + 235.000 con generador y tablero | 500.000 + 295.000 con generador y tablero |
| 2250 | 500.000 + 250.000 con generador y tablero | 510.000 + 260.000 con generador y tablero | 550.000 + 280.000 con generador y tablero |
| 2500 | 550.000 + 275.000 con generador y tablero | 560.000 + 285.000 con generador y tablero | 600.000 + 305.000 con generador y tablero |
| 2750 | 600.000 + 300.000 con generador y tablero | 610.000 + 310.000 con generador y tablero | 650.000 + 330.000 con generador y tablero |
| 3000 | 650.000 + 325.000 con generador y tablero | 660.000 + 335.000 con generador y tablero | 700.000 + 355.000 con generador y tablero |

| Potencia | TURGO | MICHELL BANKI | KAPLAN |
|----------|---|---|---|
| | PELTON | | BULBO |
| KW | Dólares | Dólares | Dólares |
| 3250 | 700.000 + 350.000 con generador y tablero | 710.000 + 360.000 con generador y tablero | 750.000 + 380.000 con generador y tablero |
| 3500 | 750.000 + 370.000 con generador y tablero | 760.000 + 380.000 con generador y tablero | 800.000 + 330.000 con generador y tablero |
| 3750 | 800.000 + 400.000 con generador y tablero | 810.000 + 410.000 con generador y tablero | 850.000 + 430.000 con generador y tablero |
| 4000 | 850.000 + 425.000 con generador y tablero | 860.000 + 435.000 con generador y tablero | 900.000 + 445.000 con generador y tablero |
| 4250 | 900.000 + 450.000 con generador y tablero | 910.000 + 460.000 con generador y tablero | 950.000 + 480.000 con generador y tablero |
| 4500 | 950.000 + 475.000 con generador y tablero | 1.060.000 + 485.000 con generador y tablero | 1.100.000 + 505.000 con generador y tablero |
| 4750 | 1.000.000 + 500.000 con generador y tablero | 1.010.000 + 510.000 con generador y tablero | 1.050.000 + 530.000 con generador y tablero |
| 5000 | 1.050.000 + 600.000 con generador y tablero | 1.060.000 + 610.000 con generador y tablero | 1.100.000 + 630.000 con generador y tablero |
| 5250 | 1.100.000 + 650.000 con generador y tablero | 1.110.000 + 660.000 con generador y tablero | 1.150.000 + 680.000 con generador y tablero |
| 5500 | 1.150.000 + 675.000 con generador y tablero | 1.160.000 + 685.000 con generador y tablero | 1.200.000 + 705.000 con generador y tablero |
| 5750 | 1.200.000 + 700.000 con generador y tablero | 1.210.000 + 710.000 con generador y tablero | 1.250.000 + 730.000 con generador y tablero |
| 6000 | 1.250.000 + 725.000 con generador y tablero | 1.260.000 + 735.000 con generador y tablero | 1.300.000 + 755.000 con generador y tablero |
| 6250 | 1.300.000 + 750.000 con generador y tablero | 1.310.000 + 760.000 con generador y tablero | 1.350.000 + 780.000 con generador y tablero |
| 6500 | 1.350.000 + 775.000 con generador y tablero | 1.360.000 + 785.000 con generador y tablero | 1.400.000 + 805.000 con generador y tablero |
| 6750 | 1.400.000 + 800.000 con generador y tablero | 1.410.000 + 810.000 con generador y tablero | 1.450.000 + 830.000 con generador y tablero |
| 7000 | 1.450.000 + 825.000 con generador y tablero | 1.460.000 + 835.000 con generador y tablero | 1.500.000 + 855.000 con generador y tablero |
| 7250 | 1.500.000 + 850.000 con generador y tablero | 1.510.000 + 860.000 con generador y tablero | 1.550.000 + 880.000 con generador y tablero |
| 7500 | 1.550.000 + 875.000 con generador y tablero | 1.560.000 + 885.000 con generador y tablero | 1.600.000 + 905.000 con generador y tablero |
| 7750 | 1.600.000 + 900.000 con generador y tablero | 1.610.000 + 910.000 con generador y tablero | 1.650.000 + 930.000 con generador y tablero |
| 8000 | 1.650.000 + 925.000 con generador y tablero | 1.660.000 + 935.000 con generador y tablero | 1.700.000 + 955.000 con generador y tablero |

| Potencia | TURGO | MICHELL BANKI | KAPLAN |
|----------|---|--|---|
| | PELTON | | BULBO |
| KW | Dólares | Dólares | Dólares |
| 8250 | 1.700.000 + 950.000 con generador y tablero | 1.710.000 + 960.000 con generador y tablero | 1.750.000 + 980.000 con generador y tablero |
| 8500 | 1.750.000 + 975.000 con generador y tablero | 1.760.000 + 985.000 con generador y tablero | 1.800.000 + 1.005.000 con generador y tablero |
| 9000 | 1.800.000 + 1.000.000 con generador y tablero | 1.810.000 + 1.010.000 con generador y tablero | 1.850.000 + 1.030.000 con generador y tablero |
| 9250 | 1.850.000 + 1.050.000 con generador y tablero | 1.8600.000 + 1.060.000 con generador y tablero | 1.900.000 + 1.080.000 con generador y tablero |
| 9750 | 1.950.000 + 1.150.000 con generador y tablero | 1.960.000 + 1.160.000 con generador y tablero | 2.000.000 + 1.180.000 con generador y tablero |
| 10000 | 2.000.000 + 1.200.000 con generador y tablero | 1.010.000 + 1.210.000 con generador y tablero | 2.050.000 + 1.230.000 con generador y tablero |

Anexo VI

Materiales designados para los ejes:

| MATERIALES DE LA CARCAZA | | Resistencia a la fluencia(Kpsi) | Resistencia a la tensión (Kpsi) | Elongación en 2in % | Reducción de Área % |
|-------------------------------------|------------|--|--|--------------------------------|--------------------------------|
| AISI 1020 | SKF 026R | 32 | 58 | 25 | 50 |
| AISI 2317 | ----- | 107 | 137 | 22 | 52 |
| AISI 3130 | ASSAB 7210 | 178 | 210 | 10 | 37 |
| AISI 1045 | ASSAB 760 | 45 | 82 | 16 | 40 |
| AISI 4142 | ASSAB 709 | 63 | 90 | 27 | 58 |
| | | | | | |

Materiales designados para la carcaza:

| MATERIALES DE LA CARCAZA | | Módulo de Elasticidad Mpsi | Módulo de Rigidez GPa | Peso específicoKN/m³ |
|-------------------------------------|--------------|---|----------------------------------|--|
| ASTM 897 | BOEHLER A604 | 20 | 4.5 | 4.3 |
| Aleado fundido | ----- | 23.5 | 79.5 | 76.5 |
| Carbono fundido | ----- | 25.6 | 73.5 | 76 |
| Inoxidable Fundido | ASSAB 914 | 27 | 79.5 | 76 |

Material para los álabes del distribuidor:

| MATERIALES DE LA CARCAZA | | Resistencia a la fluencia | Resistencia a la tensión | Elongación en 2in | Reducción de Área |
|-------------------------------------|-----------------|--|-------------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| ASTM 897 | ASSAB 7210 | 64 | 96 | 26 | 50 |
| Inoxidable TS20000 | ASSAB 914 | 180 | 194 | 17 | 50 |
| AISI 405 | BOEHLER N100 | 131 | 153 | 16 | 45 |
| UNS C60600 | ----- | 58 | 92 | 22 | 53 |

Anexo VII

ÍNDICE

| | |
|---|----|
| CAPÍTULO I..... | 1 |
| 1. GENERALIDADES..... | 1 |
| 1.1. ANTECEDENTES | 1 |
| 1.2. JUSTIFICACION..... | 2 |
| 1.3. OBJETIVOS..... | 3 |
| 1.4. CARACTERÍSTICAS GENERALES: | 4 |
| CAPÍTULO II | 7 |
| 2. PARÁMETROS FUNDAMENTALES | 7 |
| 2.1.- PARÁMETROS PARA SU FUNCIONAMIENTO | 7 |
| 2.1. ALTURA NETA O SALTO DISPONIBLE | 7 |
| 2.2. CAUDAL DE AGUA NECESARIO | 7 |
| 2.3. NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES [1]..... | 8 |
| 2.4. NÚMERO DE REVOLUCIONES..... | 10 |
| 2.5. POTENCIAS | 10 |
| 2.5.1. Potencia en los bornes del generador [3]..... | 10 |
| 2.5.2. Potencia transmitida al generador [3]..... | 11 |
| 2.5.3. Potencia al freno de la turbina (P_t) [3]..... | 11 |
| 2.5.4. Potencia hidráulica de la turbina. [3]..... | 12 |
| 2.5.5. Potencia absorbida por la turbina (P) [1]..... | 12 |
| CAPÍTULO III | 13 |
| 3. TEORÍA Y DISEÑO HIDRAÚLICO | 13 |
| 3.1. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS..... | 13 |
| 3.1.1 TUBERÍA DE ADMISIÓN | 13 |
| 3.1.2 BULBO | 14 |
| 3.1.3 CARCAZA | 14 |
| 3.1.4. DISTRIBUIDOR DE LOS ÁLABES MÓVILES..... | 14 |
| 3.1.5. RODETE MOTRIZ O ROTOR CON ÁLABES REGULLABLES | 14 |
| 3.1.6. TUBO DIFUSOR O DE DESFOGUE | 15 |
| 3.2. ECUACIÓN GENERAL DE EULER [4]..... | 16 |
| 3.2.1. ECUACIÓN DE EULER PARA TURBINAS DE FLUJO AXIAL [4] | 16 |
| 3.3. DIAGRAMA DE VELOCIDADES..... | 17 |
| 3.3.1. DIMENSIONES BÁSICAS DEL RODETE [1]..... | 22 |
| 3.3.2. PERFILES DE LOS ALABES DEL RODETE | 22 |

| | | |
|-------------------|---|----|
| 3.4. | TEORÍA PALAR [1] | 26 |
| 3.4.1. | PERFILES AERODINÁMICOS NACA [5] | 30 |
| 3.4.2. | PROPIEDADES AERODINAMICAS DE LOS PERFILES NACA [5]..... | 35 |
| 3.4.3. | POSICIONAMIENTO DE LOS ÁLABES EN EL CUBO. | 38 |
| 3.5. | PERFIL DE LOS ÁLABES DEL DISTRIBUIDOR [5]..... | 42 |
| 3.6. | CÁLCULO DE LA POTENCIA Y TORQUE MÁXIMO..... | 46 |
| 3.7. | TUBO DIFUSOR O DE DESFOGUE | 47 |
| 3.8. | CAVITACIÓN EN TURBINA | 48 |
| CAPÍTULO IV | | 51 |
| 4. | DISEÑO MECÁNICO | 51 |
| 4.1. | ÁLABE DEL ROTOR | 51 |
| 4.1.1. | VOLUMEN Y CENTRO DE GRAVEDAD DE CADA ÁLABE..... | 51 |
| 4.1.2. | CENTRO DE PRESIÓN | 51 |
| 4.1.3. | CARGA SOBRE LOS ÁLABES DEL ROTOR | 52 |
| 4.1.4. | SECCIÓN CRÍTICA DEL ÁLABE- PROPIEDAES | 54 |
| 4.1.5. | DETERMINACIÓN DE LOS ESFUERZOS, ÁLABE DEL ROTOR [1] | 55 |
| 4.2. | EJE DE TURBINA | 57 |
| 4.2.1. | GEOMETRÍA Y PESO DEL CUBO DEL ROTOR..... | 57 |
| CAPÍTULO V | | 67 |
| 5. | ELABORACIÓN DEL SOFTWARE | 67 |
| 5.1 | INTRODUCCIÓN. | 67 |
| 5.2 | PRESENTACIÓN DEL SISTEMA. | 67 |
| 5.2.1 | ANÁLISIS DE LA PROBLEMÁTICA | 67 |
| 5.2.2 | DESCRIPCIÓN..... | 69 |
| 5.2.3 | FUNCIONES PRINCIPALES. | 70 |
| 5.3 | MODELO DE PROGRAMACIÓN. | 71 |
| 5.3.1 | PROGRAMACIÓN ORIENTADA A EVENTOS. | 71 |
| 5.3.2 | VISIÓN. | 72 |
| 5.3.3 | ARQUITECTURA DEL SISTEMA. | 72 |
| 5.4 | INTRODUCCIÓN A SQL Server 2000. [10] [11] [12]..... | 73 |
| 5.4.1 | BASES DE DATOS DE SQL SERVER..... | 75 |
| 5.4.2 | OBJETOS DE UNA BASE DE DATOS. | 75 |
| 5.4.3 | INTRODUCCIÓN A Transact-SQL. [12] | 76 |
| 5.5 | NET Framework..... | 78 |

| | | |
|--------------------------------------|---|-----|
| 5.5.1 | INTRODUCCIÓN. | 78 |
| 5.5.2 | INTERACCIÓN DE LAS APLICACIONES CON .NET Framework..... | 78 |
| 5.5.3 | TÉRMINOS Y DEFINICIONES. | 79 |
| 5.6 | VISUAL STUDIO .NET. [13] | 80 |
| 5.6.1 | INTRODUCCIÓN. | 81 |
| 5.6.2 | DEFINICIONES. | 81 |
| 5.6.3 | DESARROLLO DE UN PROYECTO EN VISUAL STUDIO .NET. | 83 |
| 5.6.4 | REQUERIMIENTOS DE HARDWARE. | 85 |
| 5.8 | TUTORIAL DE MANEJO | 101 |
| 5.9 | VALIDACIÓN DEL PROGRAMA | 111 |
| 5.9.1 | Diseño de la turbina Axial..... | 114 |
| CAPÍTULO VI..... | | 150 |
| 6 | COSTOS | 150 |
| INTRODUCCION | | 150 |
| CAPITULO VII..... | | 155 |
| CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | | 155 |
| 6.1 | INTRODUCCION | 155 |
| 6.2 | CONCLUSIONES | 155 |
| 6.3 | RECOMENDACIONES | 156 |

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO I

| | |
|---|----------|
| <i>Tabla I. 1. Campo de aplicación de las turbinas.....</i> | <i>5</i> |
|---|----------|

| | |
|--|----------|
| <i>Tabla I. 2. Turbina hidráulicas y velocidades y velocidades específicas</i> | <i>6</i> |
|--|----------|

CAPÍTULO II

| | |
|--|-----------|
| <i>Tabla II. 1. Sistema de transmisiones</i> | <i>11</i> |
|--|-----------|

CAPÍTULO III

| | |
|--|-----------|
| <i>Tabla III. 1. Coordenadas para el espesor del álabe</i> | <i>31</i> |
|--|-----------|

| | |
|---|-----------|
| <i>Tabla III. 2. Coordenadas de la curva central de los perfiles NACA</i> | <i>32</i> |
|---|-----------|

| | |
|---|-----------|
| <i>Tabla III. 3. Selección de número de perfil NACA</i> | <i>34</i> |
|---|-----------|

| | |
|---|-----------|
| <i>Tabla III. 4. Propiedad aerodinámica de los perfiles</i> | <i>37</i> |
|---|-----------|

| | |
|--|-----------|
| <i>Tabla III. 5. Número de álabes del distribuidor en función del diámetro</i> | <i>44</i> |
|--|-----------|

| | |
|---|-----------|
| <i>Tabla III. 6. Coeficiente de incremento del torque</i> | <i>47</i> |
|---|-----------|

| | |
|---|-----------|
| <i>Tabla III. 7. Coeficiente de Thoma</i> | <i>49</i> |
|---|-----------|

CAPÍTULO IV

| | |
|--|-----------|
| <i>Tabla IV: 1. Coeficiente de Fuerza Axial.....</i> | <i>53</i> |
|--|-----------|

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO I

| | |
|--|----------|
| <i>Figura 1. 1. Turbina bulbo planta mareomotriz de Race</i> | <i>4</i> |
|--|----------|

CAPÍTULO II

CAPÍTULO III

| | |
|---|-----------|
| <i>Figura 3. 1. Elementos Internos de la Turbina</i> | <i>13</i> |
| <i>Figura 3. 2. Ecuación fundamental de la turbo maquinaria</i> | <i>16</i> |
| <i>Figura 3. 3. Movimiento de una partícula de fluido</i> | <i>17</i> |
| <i>Figura 3. 4. Diagrama de velocidades del fluido</i> | <i>18</i> |
| <i>Figura 3. 5. Paso del fluido por los álabes del rotor y distribuidor</i> | <i>19</i> |
| <i>Figura 3. 6. Distribución de las velocidades a la entrada y salida</i> | <i>20</i> |
| <i>Figura 3. 7. Perfil Aerodinámico del fluido</i> | <i>27</i> |
| <i>Figura 3. 8. . Componentes de las fuerzas sobre los álabes</i> | <i>29</i> |
| <i>Figura 3. 9. . Arreglo de perfiles.....</i> | <i>30</i> |
| <i>Figura 3. 10. Dimensiones principales del perfil NACA</i> | <i>30</i> |
| <i>Figura 3. 11. Ángulo de desviación del perfil</i> | <i>33</i> |
| <i>Figura 3. 12. Representación del ángulo y la rejilla</i> | <i>40</i> |
| <i>Figura 3. 13. Coeficiente de proskura M</i> | <i>40</i> |
| <i>Figura 3. 14. Ángulo de sustentación nulo 1.....</i> | <i>41</i> |
| <i>Figura 3. 15. Ángulo de sustentación nulo 1.....</i> | <i>41</i> |
| <i>Figura 3. 16. Ángulo de sustentación nulo 3.....</i> | <i>41</i> |
| <i>Figura 3. 17. Ángulo de sustentación nulo.....</i> | <i>42</i> |
| <i>Figura 3. 18. Esquema del distribuidor del álabe</i> | <i>44</i> |
| <i>Figura 3. 19. Esquema de desarrollo del distribuidor</i> | <i>44</i> |
| <i>Figura 3. 20. Perfil del distribuidor con sus medidas</i> | <i>45</i> |

CAPÍTULO IV

| | |
|---|-----------|
| <i>Figura 4. 1. Centro de presiones del álabe.....</i> | <i>52</i> |
| <i>Figura . 2. . Sección crítica del rotor</i> | <i>54</i> |
| <i>Figura 4. 3. Fuerzas en el álabe sección transversal</i> | <i>55</i> |
| <i>Figura 4. 4. Inclinação de álabe del rotor</i> | <i>58</i> |
| <i>Figura 4. 5. Cubo del rotor</i> | <i>58</i> |
| <i>Figura 4. 6. Disposición de Cargas en el eje principal</i> | <i>59</i> |
| <i>Figura 4. 7. Diagrama de fuerzas en el plano Y-Z.....</i> | <i>60</i> |
| <i>Figura 4. 8. Fuerzas y reacciones en el plano Y-Z</i> | <i>61</i> |
| <i>Figura 4. 9. Esquema de rodamientos el eje de turbina</i> | <i>65</i> |

CAPÍTULO V

| | |
|--|------------|
| <i>Figura 5. 1. . Arquitectura del Sistema</i> | <i>72</i> |
| <i>Figura 5. 2. Componentes de SQL Server</i> | <i>75</i> |
| <i>Figura 5. 3. Como funciona el .NET Framework.</i> | <i>78</i> |
| <i>Figura 5. 4. Descripción general de Visual Studio .NET.....</i> | <i>80</i> |
| <i>Figura 5. 5. Entorno de Visual Studio .NET</i> | <i>81</i> |
| <i>Figura 5. 6. Desarrollo de un proyecto en Visual Studio .NET.....</i> | <i>83</i> |
| <i>Figura 5. 7. Ventana de Microsoft.net</i> | <i>89</i> |
| <i>Figura 5. 8. Ventana de Microsoft.net</i> | <i>89</i> |
| <i>Figura 5. 9. Ventana de Microsoft.net 3</i> | <i>90</i> |
| <i>Figura 5. 10. Ventana de Microsoft.net 4</i> | <i>91</i> |
| <i>Figura 5. 11. Ventana de Microsoft.net 5</i> | <i>91</i> |
| <i>Figura 5. 12. Ventana de Microsoft.net 6</i> | <i>91</i> |
| <i>Figura 5. 13. Ventana de Microsoft.net 7</i> | <i>92</i> |
| <i>Figura 5. 14. Ventana de Microsoft.net8</i> | <i>92</i> |
| <i>Figura 5. 15. Ventana de Microsoft.net 9</i> | <i>93</i> |
| <i>Figura 5. 16. Ventana de Microsoft.net 10</i> | <i>93</i> |
| <i>Figura 5. 17. Ventana de Microsoft.net 11</i> | <i>93</i> |
| <i>Figura 5. 18. Ventana de Microsoft.net 12</i> | <i>94</i> |
| <i>Figura 5. 19. Ventana de Microsoft.net 13</i> | <i>94</i> |
| <i>Figura 5. 20. Ventana de Microsoft.net 14</i> | <i>94</i> |
| <i>Figura 5. 21. Ventana de Microsoft.net 15</i> | <i>95</i> |
| <i>Figura 5. 22. Ventana de Microsoft.net 16</i> | <i>96</i> |
| <i>Figura 5. 23. Ventana de Microsoft.net</i> | <i>96</i> |
| <i>Figura 5. 24. Ventana de Microsoft.net 17</i> | <i>96</i> |
| <i>Figura 5. 25. Ventana de Microsoft.net 18</i> | <i>96</i> |
| <i>Figura 5. 26. Ventana de Microsoft.net 19</i> | <i>97</i> |
| <i>Figura 5. 27. Ventana de Microsoft.net 20</i> | <i>97</i> |
| <i>Figura 5. 28. Sistema de microLORF</i> | <i>97</i> |
| <i>Figura 5. 29. Sistema de microLORF 1</i> | <i>98</i> |
| <i>Figura 5. 30. Sistema de microLORF 2</i> | <i>98</i> |
| <i>Figura 5. 31. Sistema de microLORF 3</i> | <i>98</i> |
| <i>Figura 5. 32. Sistema de microLORF 4</i> | <i>99</i> |
| <i>Figura 5. 33. Sistema de microLORF 5</i> | <i>99</i> |
| <i>Figura 5. 34. Sistema de microLORF 6</i> | <i>99</i> |
| <i>Figura 5. 35. Sistema de microLORF 7</i> | <i>100</i> |
| <i>Figura 5. 36. Sistema de microLORF 8</i> | <i>100</i> |
| <i>Figura 5. 37. Sistema de microLORF 9</i> | <i>101</i> |
| <i>Figura 5. 38. Barra de herramientas del programa</i> | <i>101</i> |
| <i>Figura 5. 39. Ventana de datos del proyecto</i> | <i>101</i> |
| <i>Figura 5. 40. Ventana de confirmación.....</i> | <i>102</i> |
| <i>Figura 5. 41. Ventana de configuración 2.....</i> | <i>102</i> |
| <i>Figura 5. 42. Ventana de Cálculos</i> | <i>102</i> |
| <i>Figura 5. 43. Selección preliminar de turbina</i> | <i>103</i> |
| <i>Figura 5. 44. Selección de turbina</i> | <i>103</i> |
| <i>Figura 5. 45. Especificación de datos de potencia</i> | <i>104</i> |
| <i>Figura 5. 46. Datos de ingreso específicos para la turbina</i> | <i>104</i> |
| <i>Figura 5. 47. Datos específicos de la turbina 2</i> | <i>105</i> |

| | |
|--|------------|
| <i>Figura 5. 48. Datos específicos de la turbina 3</i> | <i>105</i> |
| <i>Figura 5. 49. Datos específicos de la turbina 3</i> | <i>106</i> |
| <i>Figura 5. 50. Datos específicos de la turbina 4</i> | <i>106</i> |
| <i>Figura 5. 51. Datos específicos de la turbina 5</i> | <i>107</i> |
| <i>Figura 5. 52. Diseño hidráulico</i> | <i>107</i> |
| <i>Figura 5. 53. Dimensionamiento del distribuidor</i> | <i>108</i> |
| <i>Figura 5. 54. Dimensionamiento de la carcaza</i> | <i>108</i> |
| <i>Figura 5. 55. Dimensionamiento mecánico del rotor.....</i> | <i>109</i> |
| <i>Figura 5. 56. Dimensionamiento del rotor</i> | <i>109</i> |
| <i>Figura 5. 57. Dimensionamiento del eje 1</i> | <i>110</i> |
| <i>Figura 5. 58. Dimensionamiento del eje 2</i> | <i>110</i> |
| <i>Figura 5. 59. Representación del formato de impresión.</i> | <i>111</i> |
| <i>Figura 5. 60.Sección crítica del álabe.....</i> | <i>123</i> |
| <i>Figura 5. 61. Diagrama de fuerzas actuantes</i> | <i>125</i> |
| <i>Figura 5. 62. Disposición de longitudes en el eje</i> | <i>130</i> |
| <i>Figura 5. 64. Disposición de rodamientos</i> | <i>134</i> |
| <i>Figura 5. 65. Carcaza</i> | <i>138</i> |
| <i>Figura 5. 66. Dimensiones de carcaza Bulbo</i> | <i>145</i> |
| <i>Figura 5. 67. Tensiones</i> | <i>146</i> |
| <i>Figura 5. 68. Desplazamientos.....</i> | <i>146</i> |
| <i>Figura 5. 69.Deformaciones unitarias</i> | <i>147</i> |
| <i>Figura 5. 70. Factor de seguridad</i> | <i>147</i> |